

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of : THE COMMISSIONER IS AUTHORIZED
Koichiro ITOW et al. : TO CHARGE ANY DEFICIENCY IN THE
Serial No. NEW : FEES FOR THIS PAPER TO DEPOSIT
Filed October 28, 2003 : ACCOUNT NO. 23-0975
ENGINE CONTROL DEVICE : **Attn: APPLICATION BRANCH**
: Attorney Docket No. 2003_1489A

CLAIM OF PRIORITY UNDER 35 USC 119

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Applicants in the above-entitled application hereby claim the date of priority under the International Convention of Japanese Patent Application No. 2002-314499, filed October 29, 2002, as acknowledged in the Declaration of this application.

A certified copy of said Japanese Patent Application is submitted herewith.

Respectfully submitted,

Koichiro ITOW et al.

By 

Michael S. Huppert
Registration No. 40,268
Attorney for Applicants

MSH/kjf
Washington, D.C. 20006-1021
Telephone (202) 721-8200
Facsimile (202) 721-8250
October 28, 2003



日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 0 月 2 9 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 1 4 4 9 9
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 3 1 4 4 9 9]

出 願 人 株式会社小松製作所
Applicant(s):

2 0 0 3 年 8 月 2 6 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 6 9 6 6 2

【書類名】 特許願
【整理番号】 2002033
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F15B 11/00
B60K 6/02
E02F 9/20

【発明者】

【住所又は居所】 東京都港区赤坂 2 - 3 - 6 株式会社 小松製作所 本
社内

【氏名】 伊藤 光一郎

【発明者】

【住所又は居所】 東京都港区赤坂 2 - 3 - 6 株式会社 小松製作所 本
社内

【氏名】 平木 彦三郎

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県川崎市川崎区中瀬 3 - 2 0 - 1 株式会社 小
松製作所 川崎工場内

【氏名】 森永 淳

【特許出願人】

【識別番号】 000001236

【氏名又は名称】 株式会社 小松製作所

【代理人】

【識別番号】 100071054

【弁理士】

【氏名又は名称】 木村 高久

【代理人】

【識別番号】 100106068

【弁理士】

【氏名又は名称】 小幡 義之



【手数料の表示】

【予納台帳番号】 006460

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 エンジンの制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 2】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 3】 定格出力時のトルク点と、前記燃費最小点または当該燃費最小点近傍とを結ぶ線分を含む目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とする請求項 1 または 2 記載のエンジンの制御装置。

【請求項 4】 定格出力時のトルク点と、前記燃費最小点または当該燃費最小点近傍と、オートデセル時のデセル点または当該デセル点近傍とを結ぶ目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とする請求項 1 または 2 または 3 記載のエンジンの制御装置。

【請求項 5】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、ガバナによってエンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点

近傍を通る目標トルク線を設定するとともに、

前記目標トルク線上の各マッチング目標回転数と各指示回転数とを結ぶ各レギュレーションラインを設定し、

ガバナは、指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量の燃料をエンジンに噴射するとともに、

マッチング目標回転数と実際の回転数との差に応じた分だけ指示回転数を変化させる指令をガバナに与えること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 6】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、ガバナによってエンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定するとともに、

前記目標トルク線上の各マッチング目標回転数と各指示回転数とを結ぶ各レギュレーションラインを設定し、

ガバナは、指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量の燃料をエンジンに噴射するとともに、

マッチング目標回転数と実際の回転数との差に応じた分だけ指示回転数を変化させる指令をガバナに与えること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 7】 エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上で、前記出力軸にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、前記電動機を作動させること

を特徴とする請求項 1～6 記載のエンジンの制御装置。

【請求項 8】 エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上のエンジンの最大トルク線と前記目標トルク線との間に、燃料の最大噴射量を規定する上限ラインを設定し、

指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量が、前記上限ラインにより規定される最大噴射量を超えた場合に、前記電動機を作動させること

を特徴とする請求項 5 または 6 記載のエンジンの制御装置。

【請求項 9】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなるトルク線図上の領域に、目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 10】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る第 1 の目標トルク線に対して、エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなる第 2 の目標トルク線を設定し、

前記第 2 の目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 11】 エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る第 1 の目標トルク線を設定するとともに、

前記第 1 の目標トルク線に対して、エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなる第 2 の目標トルク線を設定し、

前記第 1 の目標トルク線および前記第 2 の目標トルク線のいずれかを選択し、選択された目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項 12】 油圧ポンプの吐出圧と油圧アクチュエータの負荷圧との

差圧が一定差圧となるように制御する手段が備えられていること

を特徴とする請求項 9 または 1 0 または 1 1 記載のエンジンの制御装置。

【請求項 1 3】 エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上で、前記出力軸にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、前記電動機を作動させること

を特徴とする請求項 9 または 1 0 または 1 1 記載のエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明はエンジンの制御装置に関し、特にエンジンで油圧ポンプ等の油圧機器を駆動する際に用いられるエンジンの制御装置に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

油圧ショベル、ブルドーザ、ダンプトラック、ホイールローダなどの建設機械には、ディーゼルエンジンが搭載されている。

【0 0 0 3】

図 1 を用いて従来の建設機械 1 の構成を概略説明すると、同図 1 に示すように、ディーゼルエンジン 2 を駆動源として油圧ポンプ 6 が駆動される。油圧ポンプ 6 は可変容量型の油圧ポンプが用いられ、その斜板 6 a の傾転角等を変化させることで容量 D (cc/rev) が変化する。油圧ポンプ 6 から吐出圧 P 、流量 Q (cc/min) で吐出された圧油は操作弁 2 1 ~ 2 5 を介してブーム用油圧シリンダ 3 1 等の各油圧アクチュエータ 3 1 ~ 3 5 に供給される。これら各油圧アクチュエータ 3 1 ~ 3 5 に圧油が供給されることで、各油圧アクチュエータ 3 1 ~ 3 5 が駆動され、各油圧アクチュエータ 3 1 ~ 3 5 に接続されたブーム、アーム、バケットからなる作業機、下部走行体が作動する。

【0 0 0 4】

建設機械 1 が稼動している間、作業機、下部走行体にかかる負荷は掘削土質、走行路勾配等に応じて絶えず変化する。これに応じて油圧機器（油圧ポンプ 6）の負荷（以下油機負荷）、つまりエンジン 2 にかかる負荷が変化する。

【 0 0 0 5 】

ディーゼルエンジン 2 の出力（馬力； $k w$ ）の制御は、シリンダ内へ噴射する燃料量を調整して行われる。この調整はエンジン 1 の燃料噴射ポンプに付設したガバナ 3 を制御することで行われる。ガバナ 3 としては、一般的にオールスピード制御方式のガバナが用いられ、燃料ダイヤルで設定された目標エンジン回転数が維持されるように、負荷に応じてエンジン回転数 N と燃料噴射量（トルク T ）とが調整される。すなわちガバナ 3 は、目標回転数とエンジン回転数との差がなくなるよう燃料噴射量を増減する。

【 0 0 0 6 】

図 1 4 はエンジン 1 のトルク線図を示しており横軸にエンジン回転数 N ($r p m ; r e v / m i n$) をとり縦軸にトルク T ($N \cdot m$) をとっている。

【 0 0 0 7 】

図 1 4 において最大トルク線 $R 2$ で規定される領域がエンジン 1 が出し得る性能を示す。ガバナ 3 はトルク T が最大トルク線 $R 2$ を超えて排気煙限界とならないように、またエンジン回転数 N がハイアイドル回転数 $N H$ を超えて過回転とならないようにエンジン 2 を制御する。最大トルク線 $R 2$ 上の定格点 $V 2$ でエンジン 2 の出力（馬力）が最大になる。J は油圧ポンプ 6 で吸収される馬力が等馬力になっている等馬力曲線を示している。

【 0 0 0 8 】

燃料ダイヤルで最大目標回転数が設定されると、ガバナ 3 は定格点 $V 2$ とハイアイドル点 $N H$ とを結ぶ最高速レギュレーションライン $F e$ 上で調速を行う。

【 0 0 0 9 】

油機負荷が大きくなるにつれて、エンジン 2 の出力とポンプ吸収馬力とが釣り合うマッチング点は、最高速レギュレーションライン $F e$ 上を定格点 $V 2$ 側に移動する。マッチング点が定格点 $V 2$ 側に移動するときエンジン回転数 N は徐々に減じられ定格点 $V 2$ ではエンジン回転数 N は定格回転数 $N R$ になる。

【 0 0 1 0 】

なお燃料ダイヤルで設定される目標回転数が小さくなるに伴ってレギュレーションライン $F e-1$ 、 $F e-2 \cdots$ が順次定められ、各レギュレーションライン上で調速

が行われる。

【0011】

建設機械1のエンジン2に要求されるのは、油機負荷が高くなったときのエンジン2の応答性である。つまりレギュレーションラインFe上でマッチング点が無負荷のハイアイドル点NHから最大負荷の定格点V2まで移動するまでの時間が短時間であるほどエンジンの応答性がよい。

【0012】

この点、従来のエンジン制御方法では、上述したようにレギュレーションラインFe上を高負荷側にマッチング点が移動するときエンジン回転数Nが徐々に減じられる。エンジン回転数Nが低下することでエンジン2のフライホイールに溜まっていた出力が瞬間的に外にでていき、エンジン2の実際の出力以上に見かけ上の出力が大きくなる。このため従来のエンジン制御方法は応答性が良いといわれている。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】

上述したように従来のエンジン制御方法によれば、油機負荷に対して応答性よくエンジン2を追従させることができるのであるが、燃料消費率が大きく（悪く）、ポンプ効率が低いという問題がある。なお燃料消費率（以下燃費）とは、1時間、出力1kW当たりの燃料の消費量をいい、エンジン2の効率の一指標である。またポンプ効率とは、容積効率、トルク効率で規定される油圧ポンプ6の効率のことである。

【0014】

図14においてMは等燃費曲線を示している。等燃費曲線Mの谷となるM1で燃費が最小となり、燃費最小点M1から外側に向かうにつれて燃費は大きくなる。

【0015】

同図14からも明らかなように、レギュレーションラインFeは、等燃費曲線M上で燃費が比較的大きい領域に相当する。このため従来のエンジン制御方法によれば燃費が大きく（悪く）エンジン効率上望ましくないという問題があった。

【0016】

一方、可変容量型の油圧ポンプ6の場合、一般的に、同じ吐出圧Pであればポンプ容量D（斜板傾転角度）が大きいほど容積効率、トルク効率が高くポンプ効率が高いということが知られている。

【0017】

また下記（1）式からも明らかなように、油圧ポンプ6から吐出される圧油の流量Qが同じであれば、エンジン2の回転数Nを低くすればするほどポンプ容量Dを大きくすることができる。このためエンジン2を低速化すればポンプ効率を高くすることができる。

【0018】

$$Q = N \cdot D \quad \cdots (1)$$

したがって油圧ポンプ6のポンプ効率を高めるためには、エンジン2を回転数Nが低い低速領域で稼動させればよい。

【0019】

しかし図14からも明らかなように、レギュレーションラインFeは、エンジン2の高回転領域に相当する。このため従来のエンジン制御方法によればポンプ効率が低いという問題があった。

【0020】

本発明はこうした実状に鑑みてなされたものであり、エンジン2を燃費が小さい（良い）領域で稼動させることによりエンジン効率を高めることを第1の解決課題とするものである。

【0021】

また本発明は、上記第1の解決課題を達成しつつエンジン2の高い応答性を維持できるようにすることを第2の解決課題とするものである。

【0022】

またポンプ効率が高い領域でエンジン2を稼動させ、油圧ポンプ6を効率を高めることを第3の解決課題とするものである。

【0023】

また本発明は、上記第3の解決課題を達成しつつエンジン2の高い応答性を維

持できるようにすることを第4の解決課題とするものである。

【0024】

【課題を解決するための手段および作用効果】

第1発明は、第1の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とする。

【0025】

第1発明によれば、図4に示すように、トルク線図の等燃費曲線M上で燃料消費率が最小となる燃費最小点M1または当該燃費最小点M1近傍を通り燃費が比較的小さくなる領域に目標トルク線L1が設定され、この目標トルク線L1上の点でマッチングするようにエンジン2が制御される。

【0026】

第1発明によれば、エンジン2が燃費が小さい（良い）領域で稼動するのでエンジン効率を高めることができる。

【0027】

エンジン2の制御はたとえば図3に示すように行われる。すなわち、目標トルク線L1が設定され、目標トルク線L1に基づいて、エンジン2にかかる負荷（出力）LDとエンジン2の目標回転数NDとの対応関係Gが記憶される。エンジン2にかかる負荷LDが演算され、この演算した負荷LDに対応する目標回転数NDが上記記憶した対応関係Gから求められる。そして、この求められた目標回転数NDが得られるようにエンジン2が制御される。

【0028】

第2発明は、第1の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジン

にかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること
を特徴とする。

【0029】

第2発明によれば、図17に示すように、トルク線図の各等馬力曲線J1、J2、J3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点V1、V12、V13…または当該燃費最小点V1、V12、V13…近傍を通る目標トルク線L11が設定され、この目標トルク線L11上の点でマッチングするように、エンジン2が制御される。第2発明によれば、エンジン2の負荷が変化するに応じて、目標トルク線L11上をマッチング点が移動した場合に、常に燃費が最小あるいはほぼ最小な状態でエンジン2を稼働させることができるので、エンジン効率を高めることができる。

【0030】

第3発明は、第1発明または第2発明において、
定格出力時のトルク点と、前記燃費最小点または当該燃費最小点近傍とを結ぶ線分を含む目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること
を特徴とする。

【0031】

第3発明によれば、図5、図6、図7、図8、図17に示すように、定格出力時のトルク点V1と、燃費最小点M1または当該燃費最小点M1近傍とを結ぶ線分を含む目標トルク線L1、L2、L3、L4、L11が設定され、目標トルク線L1、L2、L3、L4、L11上の点でエンジン2がマッチングする。

【0032】

第4発明は、第1発明または第2発明または第3発明において、
定格出力時のトルク点と、前記燃費最小点または当該燃費最小点近傍と、オートデセル時のデセル点または当該デセル点近傍とを結ぶ目標トルク線上の点でマ

マッチングするように、エンジンを制御すること
を特徴とする。

【0033】

第4発明によれば、図4に示すように、定格出力時のトルク点V1と、燃費最小点M1または当該燃費最小点M1近傍と、オートデセル時のデセル点N1または当該デセル点N1近傍とを結ぶ目標トルク線L1が設定され、この目標トルク線L1上の点でエンジン2がマッチングする。

【0034】

目標トルク線L1上でマッチング点を、無負荷の状態から高負荷側つまり定格点V1側に移動させるにはエンジン回転数Nを上昇させる必要がある。

【0035】

ここで仮に無負荷の回転数を極めて低速に設定すると、エンジン2のフライホイールを極低回転から高回転の定格回転数NRに加速させるのに長時間を要することになり、エンジン2の応答性が低下する。逆に、無負荷の回転数を高く設定すると、定格回転数NRに達するまでの時間を短くできエンジン2の応答性が向上する。しかし無負荷の回転数を高速側に設定すると従来（図14）と同様に燃費の大きい（悪い）領域でエンジン2が稼動することになる。

【0036】

第4発明では、このようなトレードオフを考慮して、無負荷の回転数が、中速のデセル回転数N1に設定されている。デセル回転数N1（たとえば1400rpm）は作業機用操作レバー41a（図2参照）が中立位置から操作され油機負荷が投入された際に無負荷状態から定格回転数NRに達するに短時間（たとえば1秒程度）で済むことが補償されている無負荷回転数である。

したがってデセル回転数N1を無負荷時のエンジン回転数に設定すれば、このデセル点N1から高負荷の定格点V1にマッチング点が移動するに短時間で済み、燃費の向上を図りつつエンジン2の応答性の低下を防止することができる。

【0037】

第5発明は、第1の解決課題を達成するために、
エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジン

にかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、ガバナによってエンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定するとともに、

前記目標トルク線上の各マッチング目標回転数と各指示回転数とを結ぶ各レギュレーションラインを設定し、

ガバナは、指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量の燃料をエンジンに噴射するとともに、

マッチング目標回転数と実際の回転数との差に応じた分だけ指示回転数を変化させる指令をガバナに与えること

を特徴とする。

【0038】

第5発明では、図20に示すように、第1発明と同様に、トルク線図の等燃費曲線M上で燃料消費率が最小となる燃費最小点M1または当該燃費最小点M1近傍を通り燃費が比較的小さくなる領域に目標トルク線L1が設定される。

【0039】

コントローラ7とガバナ3は、目標トルク線L1上の点でマッチングするようにエンジン2をつぎのように制御する。

【0040】

すなわち図19に示すように、目標トルク線L1上の各マッチング目標回転数 N_{0t} 、 N_{1t} 、 \dots 、 N_{lt} 、 \dots 、 N_{Nr} （定格点）と、各指示回転数 N_{0d} 、 N_{1d} 、 \dots 、 N_{nd} 、 \dots 、 N_{ed} とを結ぶ各レギュレーションライン F_0 、 F_1 、 \dots 、 F_n 、 \dots 、 F_e （最高速レギュレーションライン）が設定される。

そして図20に示すように、ガバナ3は、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた噴射量 α （ $N_{nd} - N_{nr}$ ）の燃料をエンジン2に噴射する。

【0041】

またコントローラ7は、マッチング目標回転数 N_{nt} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nt} - N_{nr}$ に応じた分だけ指示回転数 N_{nd} を N'_{nd} に変化させる指令をガバナ3に与える。

【0042】

これによりレギュレーションラインは F_n から、現在の回転数 N_{nr} と同じ等馬力曲線 J 上にあつて目標トルク線 L_1 上を通るレギュレーションライン F'_n に移行し、レギュレーションライン F'_n 上のマッチング点 N'_{nt} （マッチング目標回転数 N'_{nt} ）でマッチングする。このようにしてマッチング点は目標トルク線 L_1 上の点 N_{nt} から、より馬力の低い点 N'_{nt} へと移動する。

【0043】

エンジン2にかかる負荷が小さくなった場合について説明したが、エンジン2にかかる負荷が大きくなった場合も同様にして、負荷の変化に応じてマッチング点が目標トルク線 L_1 に沿って移動する。

【0044】

以上のようにして、エンジン2の負荷が変化するに応じて、目標トルク線 L_1 に沿ってマッチング点を順次移動させることができる。

【0045】

第6発明は、第1の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンにかかる負荷に応じて、マッチング点が移動するように、ガバナによってエンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る目標トルク線を設定するとともに、

前記目標トルク線上の各マッチング目標回転数と各指示回転数とを結ぶ各レギュレーションラインを設定し、

ガバナは、指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量の燃料をエンジンに噴射するとともに、

マッチング目標回転数と実際の回転数との差に応じた分だけ指示回転数を変化させる指令をガバナに与えること

を特徴とする。

【0046】

第6発明では、図17に示すように、第2発明と同様に、トルク線図の各等馬

力曲線 J1、J2、J3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点 V1、V12、V13…または当該燃費最小点 V1、V12、V13…近傍を通る目標トルク線 L11が設定される。そして、第5発明と同様にして、コントローラ7とガバナ3によりエンジン2が制御されて、エンジン2の負荷が変化するに応じて、目標トルク線 L11に沿ってマッチング点が順次移動する。

【0047】

第7発明は、第2の解決課題を達成するために、第1発明～第6発明において、

、エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上で、前記出力軸にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、前記電動機を作動させることを特徴とする。

【0048】

第7発明によれば、図1に示すように、エンジン2の出力軸5に、電動機4が連結され、図4に矢印で示すように、トルク線図上で、出力軸5にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、電動機4が作動する。

【0049】

油機負荷が大きくなり、無負荷のデセル点 N1から高負荷の定格点 V1にマッチング点が移動する際に電動機4の出力がエンジン2の出力に加算される。電動機4の出力によってエンジン出力がアシストされる分だけ、エンジン2のフライホイールを加速させる時間が短くなり、定格点 V1まで短時間で移動させることができる。このため本第7発明によれば、燃費の向上を図りつつエンジン2の応答性を高く維持することができる。

【0050】

第8発明は、第2の解決課題を達成するために、第5発明または第6発明において、

エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上のエンジンの最大トルク線と前記目標トルク線との間に、燃料の最大噴射量を規定する上限ラインを設定し、

指示回転数と実際の回転数との差に応じた噴射量が、前記上限ラインにより規定される最大噴射量を超えた場合に、前記電動機を作動させることを特徴とする。

【0051】

第8発明によれば、図1に示すように、エンジン2の出力軸5に、電動機4が連結される。

【0052】

そして図19に示すように、トルク線図上のエンジンの最大トルク線R1と目標トルク線L1との間に、燃料の最大噴射量を規定する上限ラインUが設定される。

【0053】

上限ラインU上の各上限回転数 N_{0m} 、 N_{1m} 、 \dots N_{nm} 、 N_{em} は各指示回転数 N_{0d} 、 N_{1d} 、 \dots N_{nd} 、 N_{ed} に対応づけられて設定される。

【0054】

図21に示すように、エンジン2の負荷が急激に大きくなりエンジン2を加速させるとき、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nd} - N_{nr}$ が大きくなる。ここで、仮に要求された加速性を満足させるために、ガバナ3から、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた大きな噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nr})$ の燃料をエンジン2に噴射したとすると、燃料に対して相対的に空気量が不足してエンジン2の燃焼効率が悪化するとともに黒煙が排気されることになる。

【0055】

そこで、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nd} - N_{nr}$ に応じた噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nr})$ が、上限ラインUにより規定される最大噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nm})$ を超えた場合には、ガバナ3は制限した最大噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nm})$ の燃料をエンジン2に噴射させることにし、コントローラ7は電動機4を作動させ、残りのトルク分($\alpha(N_{nd} - N_{nr}) - \alpha(N_{nd} - N_{nm}) = \alpha(N_{nm} - N_{nr})$)を電動機4によってアシストさせる。具体的にはコントローラ7は、図22に示すように、エンジン実回転数 N_{nr} が上限回転数 N_{nm} よりも低くなった場合に、噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nr})$ が上限ラインUで規定される最大噴射量 $\alpha(N_{nd} - N_{nm})$ を超え

たと判断し、上限回転数 N_{nm} と実回転数 N_{nr} との差 $N_{nm} - N_{nr}$ に応じたトルク $\alpha (N_{nm} - N_{nr})$ が電動機 4 で発生するようにインバータ 8 に正のトルク指令を与える。

【0 0 5 6】

このように本第 8 発明によれば、急負荷時にエンジン 2 の出力を電動機 4 によってアシストするようにしたので、加速性を維持しつつエンジン効率向上、黒煙減少を図ることができる。

【0 0 5 7】

第 9 発明は、第 3 の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなるトルク線図上の領域に、目標トルク線を設定し、この目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とする。

【0 0 5 8】

第 9 発明によれば、図 4 に示すように、エンジン 2 の回転数 N を低くし油圧ポンプ 6 の容量 D を大きくする領域に目標トルク線 $L1$ が設定され、この目標トルク線 $L1$ 上の点でマッチングするようにエンジン 2 が制御される。

【0 0 5 9】

第 9 発明によれば、エンジン 2 の回転数 N を低くし油圧ポンプ 6 の容量 D を大きくする領域でマッチングするので、ポンプ効率が高い領域でエンジン 2 を稼働させることができ、油圧ポンプ 6 の効率を高めることができる。

【0 0 6 0】

第 10 発明は、第 3 の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る第1の目標トルク線に対して、エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなる第2の目標トルク線を設定し、

前記第2の目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御すること

を特徴とする。

【0061】

第10発明によれば、図18に示すように、トルク線図の各等馬力曲線J1、J2、J3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点V1、V12、V13…または当該燃費最小点V1、V12、V13…近傍を通る第1の目標トルク線L11に対して、エンジン2の回転数Nが低くなり油圧ポンプ6の容量Dが大きくなる第2の目標トルク線L12が設定される。そして、この目標トルク線L12上の点でマッチングするように、エンジン2が制御される。

【0062】

第2の目標トルク線L12上の点でマッチングした場合には、第1の目標トルク線L11上の点でマッチングさせた場合と比較して、燃費は大きくなるものの、より低回転となり油圧ポンプ6の容量Dを大きくできるので油圧ポンプ6の効率は向上するとともに、同じエンジン回転数であれば、より大きなエンジン馬力が得られる。この結果、エンジン2と油圧ポンプ6の総合的な効率が向上し、より大きなエンジンパワーで効率よく作業を行うことができる。

【0063】

第11発明は、第3の解決課題を達成するために、

エンジン回転数の軸とトルクの軸をもつエンジンのトルク線図上で、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとが釣り合うマッチング点が移動するように、エンジンを制御するエンジンの制御装置において、

前記トルク線図の各等馬力曲線上で燃料消費率が最小となる燃費最小点または当該燃費最小点近傍を通る第1の目標トルク線を設定するとともに、

前記第1の目標トルク線に対して、エンジンの回転数が低くなり油圧ポンプの容量が大きくなる第2の目標トルク線を設定し、

前記第1の目標トルク線および前記第2の目標トルク線のいずれかを選択し、
選択された目標トルク線上の点でマッチングするように、エンジンを制御する
こと

を特徴とする。

【0064】

第11発明によれば、図18に示すように、トルク線図の各等馬力曲線J1、
J2、J3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点V1、V12、V13…または当
該燃費最小点V1、V12、V13…近傍を通る第1の目標トルク線L11が設定され
るとともに、この第1の目標トルク線L11に対して、エンジン2の回転数Nが低
くなり油圧ポンプ6の容量Dが大きくなる第2の目標トルク線L12が設定される
。そして、たとえば図2のモニタパネル50上の「パワーモード」、「エコノミ
ーモード」の選択スイッチ54、55により、第1の目標トルク線L11および第
2の目標トルク線L12のいずれかが選択される。そして、選択された目標トルク
線上の点でマッチングするように、エンジン2が制御される。

【0065】

第2の目標トルク線L12が選択されて、第2の目標トルク線L12上の点でマッ
チングした場合には、第1の目標トルク線L11上の点でマッチングさせた場合と
比較して、燃費は大きくなるものの、より低回転となり油圧ポンプ6の容量Dを
大きくできるので油圧ポンプ6の効率は向上するとともに、同じエンジン回転数
であれば、より大きなエンジン馬力が得られる。この結果、エンジン2と油圧ポ
ンプ6の総合的な効率が向上し、より大きなエンジンパワーで効率よく作業を行
うことができる（パワーモード）。

【0066】

また第1の目標トルク線L11が選択されて、第1の目標トルク線L11上の点で
マッチングした場合には、第2の目標トルク線L12上の点でマッチングさせた場
合と比較して、エンジンパワーが低下し作業効率は低下するものの、常に燃費が
最小あるいはほぼ最小な状態でエンジン2を稼働させることができエンジン効率
を高めることができる（エコノミーモード）。

【0067】

このため第11発明によれば、作業状況が変化したとしても、選択により常に最適なモードでエンジン2を稼動させることができ、作業状況の変化に対処することができる。

【0068】

第12発明は、第9発明または第10発明または第11発明において、油圧ポンプの吐出圧と油圧アクチュエータの負荷圧との差圧が一定差圧となるように制御する手段が備えられていることを特徴とする。

【0069】

第12発明によれば、図2に示すように、LS弁14によって、油圧ポンプ6の吐出圧Pと油圧アクチュエータ31の負荷圧PLSとの差圧 ΔP が一定差圧 ΔP_{LS} になる。

【0070】

操作弁21のスプールの開口面積をA、抵抗係数をcとすると、油圧ポンプ6の吐出流量Qは、下記(2)式で表される。

【0071】

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{\Delta P} \quad \dots (2)$$

差圧 ΔP はLS弁14により一定であるからポンプ流量Qは操作弁21のスプールの開口面積Aによってのみ変化する。

【0072】

作業機用操作レバー41aを中立位置から操作すると操作量に応じて操作弁21のスプールの開口面積Aが増加し、開口面積Aの増加に応じてポンプ流量Qが増加する。このときポンプ流量Qは油機負荷の大きさには影響を受けず作業機用操作レバー41aの操作量のみによって定まる。このようにLS弁14を設けたことにより、ポンプ流量Qはオペレータの意思通りに変化しファインコントロール性が向上する。

【0073】

上記(1)式($Q = N \cdot D$)によれば、ポンプ流量Qが同じであれば、エンジン2の回転数Nを低くすればするほどポンプ容量Dを大きくすることができ、ポ

ンプ効率を高くすることができる。

【0 0 7 4】

したがってL S 弁 1 4 が設けられた場合には、操作レバー 4 1 a の操作量が同じであれば、エンジン 2 の回転数Nを低くすればするほどポンプ容量Dを大きくすることができ、ポンプ効率を高くすることができる。

【0 0 7 5】

本発明の場合にはエンジン 2 の回転数Nが低く油圧ポンプ 6 の容量Dが大きくなる領域でエンジン 2 が稼動している。エンジン 2 の低速化により、操作レバー 4 1 a の操作中、常にポンプ容量Dが高い状態を維持でき、ポンプ効率を高く維持することができる。このように第 1 2 発明によれば、L S 弁 1 4 を設けるようにしたので、ファインコントロール性を向上させつつポンプ効率を高く維持できる操作特性が実現される。

【0 0 7 6】

第 1 3 発明は、第 4 の解決課題を達成するために、第 9 発明または第 1 0 発明または第 1 1 発明において、

エンジンの出力軸に、電動機が連結され、

前記トルク線図上で、前記出力軸にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、前記電動機を作動させることを特徴とする。

【0 0 7 7】

第 1 3 発明によれば、図 1 に示すように、エンジン 2 の出力軸 5 に、電動機 4 が連結され、図 4 の矢印に示すように、トルク線図上で、出力軸 5 にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、電動機 4 が作動する。

【0 0 7 8】

油機負荷が大きくなり、無負荷のデセル点N1から高負荷の定格点V1にマッチング点が移動する際に電動機 4 の出力がエンジン 2 の出力に加算される。電動機 4 の出力によってエンジン出力がアシストされている分だけ、エンジン 2 のフライホイールを加速させる時間が短くなり、定格点V1まで短時間で移動させることができる。

【0079】

このため本第13発明によれば、ポンプ効率の向上を図りつつエンジン2の応答性を高く維持することができる。

【0080】**【発明の実施の形態】**

以下図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。

【0081】

なお本実施形態では、油圧ショベル、ブルドーザ、ダンプトラック、ホイールローダなどの建設機械に搭載されるディーゼルエンジンを制御する場合を想定して説明する。

【0082】

図1は実施形態の建設機械1の全体構成を示している。建設機械1は油圧ショベルを想定している。図2は図1に示すコントローラ7に入出力される信号を示している。

【0083】

建設機械1は、上部旋回体W2と下部走行体を備え、下部走行体は左右の履帯からなる。車体にはブーム、アーム、バケットからなる作業機が取り付けられている。ブーム用油圧シリンダ31が駆動することによりブームW1が作動し、アーム用油圧シリンダ32が駆動することによりアームが作動し、バケット用油圧シリンダ33が駆動することによりバケットが作動する。また左走行用油圧モータ34、右走行用油圧モータ35がそれぞれ駆動することにより左履帯、右履帯が回転する。

【0084】

スイングマシナリ12が駆動すると、スイングピニオン、スイングサークル等を介して上部旋回体W2が旋回する。

【0085】

エンジン2はディーゼルエンジンであり、その出力（馬力；kw）の制御は、シリンダ内へ噴射する燃料量を調整することで行われる。この調整はエンジン2の燃料噴射ポンプに付設したガバナ3を制御することで行われる。

【 0 0 8 6 】

コントローラ 7 は後述するようにガバナ 3 に対して、エンジン回転数を目標回転数 ND にするための回転指令値 N0 を出力し、ガバナ 3 は、目標トルク線 L1 上で目標回転数 ND と、この目標回転数 ND に対応するエンジン出力 LD が得られるように燃料噴射量を増減する。

【 0 0 8 7 】

エンジン 2 の出力軸 5 には発電電動機 4 が連結されている。たとえば出力軸 5 にギア等を介して発電電動機 4 の駆動軸が連結される。発電電動機 4 は発電作用と電動作用を行う。つまり発電電動機 4 は電動機（モータ）として作動し、また発電機としても作動する。また発電電動機 4 はエンジン 2 を始動させるスタータとしても機能する。スタータスイッチがオンされると発電電動機 4 が電動作用し出力軸 5 を低回転（たとえば 4 0 0 ～ 5 0 0 r p m）で回転させエンジン 2 を始動させる。

【 0 0 8 8 】

発電電動機 4 は、インバータ 8 によってトルク制御される。インバータ 8 は後述するように、コントローラ 7 から出力されるトルク指令値 TD に応じて発電電動機 4 をトルク制御する。

【 0 0 8 9 】

スイングマシナリ 1 2 の駆動軸には旋回用発電電動機 1 1 が連結されている。

【 0 0 9 0 】

旋回用発電電動機 1 1 は発電作用と電動作用を行う。つまり旋回用発電電動機 1 1 は電動機（モータ）として作動し、また発電機としても作動する。上部旋回体 W2 が停止したときに上部旋回体 W2 のトルクが吸収され発電が行われる。

【 0 0 9 1 】

旋回用発電電動機 1 1 はインバータ 9 によってトルク制御される。インバータ 9 はコントローラ 7 から出力されるトルク指令値に応じて旋回用発電電動機 1 1 をトルク制御する。

【 0 0 9 2 】

インバータ 8、インバータ 9 はそれぞれ直流電源線を介してバッテリー 1 0 に電

氣的に接続されている。またインバータ 8、インバータ 9 同士は直流電源線を介して直接電氣的に接続されている。なおコントローラ 7 はバッテリー 10 を電源として動作する。

【0093】

バッテリー 10 は、キャパシタや蓄電池などによって構成され、発電電動機 7、旋回用発電電動機 11 が発電作用した場合に発電した電力を蓄積する（充電する）。またバッテリー 10 は同バッテリー 10 に蓄積された電力をインバータ 8、インバータ 9 に供給する。なお本明細書では静電気として電力を蓄積するキャパシタや鉛電池、ニッケル水素電池、リチウムイオン電池等の蓄電池（バッテリー）も含めて「蓄電器」と称するものとする。

【0094】

エンジン 2 の出力軸 5 には油圧ポンプ 6 が接続されており、出力軸 5 が回転することにより油圧ポンプ 6 が駆動する。油圧ポンプ 6 は可変容量型の油圧ポンプであり、斜板 6 a の傾転角が変化することで容量 D (cc/rev) が変化する。

【0095】

油圧ポンプ 6 から吐出圧 P 、流量 Q (cc/min) で吐出された圧油は、ブーム用操作弁 21、アーム用操作弁 22、バケット用操作弁 23、左走行用操作弁 24、右走行用操作弁 25 にそれぞれ供給される。

【0096】

ブーム用操作弁 21、アーム用操作弁 22、バケット用操作弁 23、左走行用操作弁 24、右走行用操作弁 25 から出力された圧油はそれぞれ、ブーム用油圧シリンダ 31、アーム用油圧シリンダ 32、バケット用油圧シリンダ 33、左走行用油圧モータ 34、右走行用油圧モータ 35 に供給される。これによりブーム用油圧シリンダ 31、アーム用油圧シリンダ 32、バケット用油圧シリンダ 33、左走行用油圧モータ 34、右走行用油圧モータ 35 にそれぞれ駆動され、ブーム $W1$ 、アーム、バケット、左履帯、右履帯が作動する。

【0097】

図 2 は各油圧アクチュエータ 31、32、33、34、35 のうちブーム用油

圧シリンダ 3 1 を代表させて示し、ブーム用操作弁 2 1 とブーム用操作レバー装置 4 1 との接続態様を示している。操作レバー装置 4 1 には操作レバー 4 1 a が設けられており、操作レバー 4 1 a が中立位置から操作されるに応じてその操作量 S に応じたパイロット圧が操作弁 2 1 のパイロットポートに加えられる。

【0 0 9 8】

操作弁 2 1 は流量方向制御弁であり、操作レバー 4 1 a の操作方向に応じた方向にスプールを移動させるとともに、操作レバー 4 1 a の操作量に応じた開口面積 A だけ油路が開口するようにスプールを移動させる。

【0 0 9 9】

サーボ弁 1 3 は L S 弁 1 4 から出力される信号圧によって動作し、サーボピストンを介して油圧ポンプ 6 の斜板 6 a を変化させる。

【0 1 0 0】

L S 弁 1 4 の対向するパイロットポートにはそれぞれ、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P と、油圧シリンダ 3 1 の負荷圧 PLS とが加えられる。また負荷圧 PLS が作用する側には、一定差圧 Δ PLS を付与するバネ 1 4 a が設けられている。

【0 1 0 1】

L S 弁 1 4 は、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P と、油圧シリンダ 3 1 の負荷圧 PLS との差圧 Δ P が一定差圧 Δ PLS となるように動作し、弁位置に応じた信号圧をサーボ弁 1 3 に出力する。これによりサーボ弁 1 3 は油圧ポンプ 6 の斜板 6 a を変化させて油圧ポンプ 6 の吐出圧 P を変化させ、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P と油圧シリンダ 3 1 の負荷圧 PLS との差圧 Δ P を一定差圧 Δ PLS に調整する。

【0 1 0 2】

操作弁 2 1 のスプールの開口面積を A、抵抗係数を c とすると、油圧ポンプ 6 の吐出流量 Q は、下記 (2) 式で表される。

【0 1 0 3】

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{(\Delta P)} \quad \cdots (2)$$

差圧 Δ P は L S 弁 1 4 により一定になるのでポンプ流量 Q は操作弁 2 1 のスプールの開口面積 A によってのみ変化する。

【0 1 0 4】

作業機用操作レバー 4 1 a を中立位置から操作すると操作量に応じて操作弁 2 1 のスプールの開口面積 A が増加し、開口面積 A の増加に応じてポンプ流量 Q が増加する。このときポンプ流量 Q は油機負荷の大きさには影響を受けず作業機用操作レバー 4 1 a の操作量のみによって定まる。このように LS 弁 1 4 を設けたことにより、ポンプ流量 Q は負荷によって増減することなくオペレータの意思通りに（操作レバーの操作位置に応じて）変化しファインコントロール性つまり中間操作領域における操作性が向上する。

【0 1 0 5】

なお油圧アクチュエータが 1 つの場合について説明したが、複数の油圧アクチュエータ 3 1 ～ 3 5 が設けられている場合には、 LS 弁 1 4 は、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P と、油圧アクチュエータ 3 1 ～ 3 5 の負荷圧（最大負荷圧） PLS との差圧 ΔP が一定差圧 ΔPLS となるように動作することになる。

【0 1 0 6】

また複数の操作弁 2 1 ～ 2 5 が同時操作された場合に負荷の軽い油圧アクチュエータに多くの圧油が供給されないように圧力補償弁が設けられ、各操作弁 2 1 ～ 2 5 の前後差圧 ΔP が同一に調整される。

【0 1 0 7】

操作レバー装置 4 1 には、操作レバー 4 1 a の中立位置からの操作量 S 、中立位置に位置されたことを検出する操作センサ 4 1 b が付設されており、操作センサ 4 1 b で検出される操作量 S 、中立位置を示す操作信号はコントローラ 7 に入力される。

【0 1 0 8】

操作レバー 4 1 a のノブには、「掘削力アップ制御」のスイッチ 4 2 が設けられている。スイッチ 4 2 がオンされた場合には、オン信号 ON がコントローラ 7 に入力される。

【0 1 0 9】

モニタパネル 5 0 には、オートデセルの各制御モード、停止制御モードを選択する選択スイッチ 5 1、5 2、5 3 が配置されているとともに、作業モードとして「パワーモード」、「エコノミーモード」を選択する選択スイッチ 5 4、5 5

が配置されている。選択スイッチ 51、52 はオートデセルの制御モードとして「燃費優先モード」、「応答性優先モード」をそれぞれ選択するスイッチであり、選択スイッチ 53 は「停止制御モード」を選択するスイッチである。選択スイッチ 54、55 は建設機械が行う作業モードとして「パワーモード」、「エコノミーモード」をそれぞれ選択するスイッチである。オートデセルの制御モードとして選択スイッチ 51、52、53 のいずれかが選択操作されると、選択された内容を示す信号がコントローラ 7 に入力される。また作業モードとして選択スイッチ 54、55 のいずれかが選択操作されると、選択された内容を示す信号がコントローラ 7 に入力される。

【0110】

燃料ダイヤル 17 ではエンジン 2 の指示回転数が設定される。燃料ダイヤル 17 を最大に操作すると指示回転数として定格回転数 NR が設定される。燃料ダイヤル 17 の設定内容を示す信号はコントローラ 7 に入力される。

【0111】

エンジン 2 の出力軸 5 にはエンジン 2 の現在の実回転数 N_c (rpm) を検出する回転センサ 15 が付設されている。回転センサ 15 で検出されるエンジン回転数 N_c を示す信号はコントローラ 7 に入力される。

【0112】

油圧ポンプ 6 には、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P を検出する吐出圧センサ 61 が付設されているとともに、油圧ポンプ 6 の容量 D を斜板傾転角度として検出する斜板角センサ 62 が付設されている。吐出圧センサ 61 で検出される吐出圧 P を示す信号、斜板角センサ 62 で検出される容量 D を示す信号はそれぞれコントローラ 7 に入力される。

【0113】

上部旋回体 W2 の負荷つまり旋回負荷 L_e は、バッテリー 10 とインバータ 9 とを接続する直流電源線の電圧を電圧センサ 60 で検出することで、計測することができる。電圧センサ 60 で検出される電圧を示す信号はコントローラ 7 に入力され入力された電圧から旋回負荷 L_e が演算される。なお上部旋回体 W2 にトルクセンサを付設することにより旋回負荷を直接検出してもよい。

【0 1 1 4】

バッテリー 1 0 がキャパシタで構成されている場合には、バッテリー 1 0 の電圧を電圧センサ 1 6 で検出することで、バッテリー 1 0 の現在の蓄積電力つまりバッテリー残量 E を検出することができる。電圧センサ 1 6 で検出されるバッテリー 1 0 の残量 E を示す信号はコントローラ 7 に入力される。

【0 1 1 5】

コントローラ 7 は、ガバナ 3 に対して、回転指令値 N0 を出力して、現在の油機負荷に応じた目標回転数が得られるように燃料噴射量を増減して、エンジン 2 の回転数 N とトルク T を調整する。

【0 1 1 6】

またコントローラ 7 は、インバータ 8 に発電電動機トルク指令値 TD を出力し発電電動機 4 を発電作用または電動作用させる。コントローラ 7 からインバータ 8 に対して負（－）極性のトルク指令値 TD が与えられると、インバータ 8 は発電電動機 4 が発電機として作動するように制御する。すなわちエンジン 2 で発生した出力トルクの一部は、エンジン出力軸 5 を介して発電電動機 4 の駆動軸に伝達されてエンジン 2 のトルクを吸収して発電が行われる。そして発電電動機 4 で発生した交流電力はインバータ 8 で直流電力に変換されて直流電源線を介してバッテリー 1 0 に電力が蓄積される（充電される）。あるいは発電電動機 4 で発生した交流電力はインバータ 8 で直流電力に変換されて直流電源線を介して直接他のインバータ 9 に供給される。

【0 1 1 7】

またコントローラ 7 からインバータ 8 に対して正（＋）極性のトルク指令値 TD が与えられると、インバータ 8 は発電電動機 4 が電動機として作動するように制御する。すなわちバッテリー 1 0 から電力が出力され（放電され）バッテリー 1 0 に蓄積された直流電力がインバータ 8 で交流電力に変換されて発電電動機 4 に供給され、発電電動機 4 の駆動軸を回転作動させる。あるいは他のインバータ 9 から供給される直流電力がインバータ 8 で交流電力に変換されて発電電動機 4 に供給され、発電電動機 4 の駆動軸を回転作動させる。これにより発電電動機 4 でトルクが発生し、このトルクは、発電電動機 4 の駆動軸を介してエンジン出力軸 5

に伝達されて、エンジン 2 の出力トルクに加算される（エンジン 2 の出力がアシストされる）。この加算した出力トルクは、油圧ポンプ 6 で吸収される。

【0118】

発電電動機 4 の発電量（吸収トルク量）、電動量（アシスト量；発生トルク量）は、上記トルク指令値 TD の内容に応じて変化する。

【0119】

上部旋回体 W2 は図示しない旋回用操作レバーの操作によって操作される。

【0120】

旋回用操作レバーの操作に応じてコントローラ 7 は上部旋回体 W2 を作動させる正極性のトルク指令値をインバータ 9 に出力する。コントローラ 7 からインバータ 9 に対して正（+）極性のトルク指令値が与えられると、インバータ 9 は旋回用発電電動機 11 が電動機として作動するように制御する。すなわちバッテリー 10 に蓄積された直流電力あるいは他のインバータ 8 から供給される直流電力はインバータ 9 で交流電力に変換されて旋回用発電電動機 11 に供給され、スイングマシナリ 12 の駆動軸を回転作動させ上部旋回体 W2 を旋回作動させる。

【0121】

上部旋回体 W2 が停止すると、スイングマシナリ 12 で発生したトルクは、旋回用発電電動機 11 の駆動軸に伝達、吸収され発電が行われる。そして旋回用発電電動機 11 で発生した交流電力はインバータ 9 で直流電力に変換されて直流電源線を介してバッテリー 10 に電力が蓄積される（充電される）。あるいは旋回用発電電動機 11 で発生した交流電力はインバータ 9 で直流電力に変換されて直流電源線を介して直接他のインバータ 8 に供給される。

【0122】

またコントローラ 7 は警報指令をブザー 19 に出力してブザー 19 を鳴動させ、表示指令をモニタパネル 50 に出力してモニタパネル 50 の表示画面 50 a に建設機械 1 の内部状態、制御状態、警報内容等を表示させる。

【0123】

以下コントローラ 7 で実行される制御内容について説明する。

【0124】

・ 第 1 の制御

図 4 はエンジン 2 のトルク線図を示しており横軸にエンジン回転数 N (rpm ; rev/min) をとり縦軸にトルク T ($\text{N} \cdot \text{m}$) をとっている。

【 0 1 2 5 】

図 4 において最大トルク線 $R1$ で規定される領域がエンジン 2 が出し得る性能を示す。ハイアイドル点 NH でエンジン 2 は無負荷になりエンジン回転数 N はハイアイドル回転数 NH となる。ハイアイドル回転数 NH はエンジン 2 が無負荷のときの最大回転数である。最大トルク線 $R1$ 上の定格点 $V1$ でエンジン 2 の出力 (馬力) が最大になり、エンジン回転数 N は定格回転数 NR となる。 J は油圧ポンプ 6 で吸収される馬力が等馬力になっている等馬力曲線を示している。

【 0 1 2 6 】

図 4 において M は等燃費曲線を示している。等燃費曲線 M の谷となる $M1$ で燃費が最小となり、燃費最小点 $M1$ から外側に向かうにつれて燃費は大きくなる。なお、この場合の燃費とは、1 時間、出力 1 kW 当たりの燃料の消費量をいい、エンジン 2 の効率の一指標である。

【 0 1 2 7 】

オートデセル時のデセル点 $N1$ でエンジン 2 は無負荷になりエンジン回転数 N はデセル回転数 $N1$ となる。ここでオートデセルとは、操作レバー 4 1 a を含む全ての操作レバーが中立位置に戻されたときにエンジン回転数 N を中速のデセル回転数 $N1$ に低下させ、いずれかの操作レバーが中立位置から操作されるとエンジン回転数 N をデセル回転数 $N1$ から負荷に応じた回転数まで上昇させる制御のことである。

【 0 1 2 8 】

燃料ダイヤル 1 7 が最大に操作されると、エンジン最大回転数が定格回転数 NR に設定され、この定格回転数 NR に対応する定格点 $V1$ と、燃費最小点 $M1$ と、オートデセル時のデセル点 $N1$ とを結ぶ線分が目標トルク線 $L1$ として設定される。

【 0 1 2 9 】

コントローラ 7 はガバナ 3 に対して、目標トルク線 $L1$ 上に調速を行わせるための指示回転数指令値 $N0$ を出力する。これによりガバナ 3 は、油機負荷に応じ

て燃料噴射量を増減して、目標トルク線 L1 上の点でマッチンさせる。

【0130】

油機負荷が大きくなるにつれて、エンジン 2 の出力とポンプ吸収馬力とが釣り合うマッチング点は、目標トルク線 L1 上を定格点 V1 側に移動する。マッチング点が定格点 V1 側に移動するときエンジントルク T、エンジン回転数 N は徐々に増加し定格点 V1 ではエンジン出力は最大になりエンジン回転数 N は定格回転数 NR になる。

【0131】

燃料ダイヤル 17 が操作され定格回転数 NR よりも小さい回転数 N0 がエンジン最大回転数として設定されると、この回転数 N0 に対応する点 V0 と、燃費最小点 M1 と、オートデセル時のデセル点 N1 とを結ぶ線分が目標トルク線として設定される。

【0132】

コントローラ 7 がガバナ 3 に対して、回転数 N0 を上限の回転数として目標トルク線 L1 上の点にマッチングさせるために回転指令値 N0 を出力する。これによりガバナ 3 は、油機負荷に応じて燃料噴射量を増減して、回転数 N0 を上限の回転数として目標トルク線 L1 上でマッチング点を移動させる。

【0133】

油機負荷が大きくなるにつれてマッチング点は、目標トルク線 L1 上を定格点 V1 側に移動し点 V0 に到達する。

【0134】

コントローラ 7 とガバナ 3 は、目標トルク線 L1 上の点でマッチングするようにエンジン 2 をつぎのように制御する。

【0135】

コントローラ 7 には図 19 に示す内容が設定、記憶されている。図 19 は、図 4 に対応する図である。

【0136】

図 19 に示すように、コントローラ 7 には、目標トルク線 L1 上の各マッチング目標回転数 N0t、N1t、…N1t…NR（定格点）が設定されている。各マッチ

ング目標回転数 N_{0t} 、 N_{1t} 、 $\dots N_{1t} \dots N_R$ （定格点）には、各指示回転数 N_{0d} 、 N_{1d} 、 $\dots N_{nd} \dots N_{ed}$ がそれぞれ対応づけられ設定されている。なおエンジン2には摩擦馬力が存在するため燃料噴射量が0になるポイントはトルク線図のエンジントルク0のラインよりも下方に存在する。

【0137】

またトルク線図上のエンジンの最大トルク線 R_1 と目標トルク線 L_1 との間には、燃料の最大噴射量を規定する上限ライン U が設定されている。

【0138】

上限ライン U 上の各上限回転数 N_{0m} 、 N_{1m} 、 $\dots N_{nm} \dots N_{em}$ は各指示回転数 N_{0d} 、 N_{1d} 、 $\dots N_{nd} \dots N_{ed}$ に対応づけられて設定されている。

【0139】

また各上限回転数 N_{0m} 、 N_{1m} 、 $\dots N_{nm} \dots N_{em}$ と、各マッチング目標回転数 N_{0t} 、 N_{1t} 、 $\dots N_{1t} \dots N_R$ （定格点）と、各指示回転数 N_{0d} 、 N_{1d} 、 $\dots N_{nd} \dots N_{ed}$ とをそれぞれ結ぶ各レギュレーションライン F_0 、 F_1 、 $\dots F_n \dots F_e$ （最高速レギュレーションライン）が設定されている。

【0140】

コントローラ7は、指示回転数、マッチング目標回転数、上限回転数が対応づけられたマップデータ（ N_{0d} 、 N_{0t} 、 N_{0m} ）、（ N_{1d} 、 N_{1t} 、 N_{1m} ） \dots （ N_{nd} 、 N_{nt} 、 N_{nm} ） \dots を記憶テーブルに記憶している。

【0141】

今、エンジン2にかかる負荷が小さくなり、エンジン2の実際の回転数 N_{nr} がマッチング目標回転数 N_{nt} よりも高くなった場合を想定する。

【0142】

この場合、図20に示すように、ガバナ3は、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた噴射量 α （ $N_{nd} - N_{nr}$ ）の燃料をエンジン2に噴射する。

【0143】

またコントローラ7は、マッチング目標回転数 N_{nt} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nt} - N_{nr}$ に応じた分だけ指示回転数 N_{nd} を N'_{nd} に変化させる指令をガバナ3に与える。

【0144】

これによりレギュレーションラインは F_n から、現在の回転数 N_{nr} と同じ等馬力曲線 J 上にあつて目標トルク線 L_1 上を通るレギュレーションライン F'_n に移行し、レギュレーションライン F'_n 上のマッチング点 N'_{nt} （マッチング目標回転数 N'_{nt} ）でマッチングする。このようにしてマッチング点は目標トルク線 L_1 上の点 N_{nt} から、より馬力の低い点 N'_{nt} へと移動する。

【0145】

エンジン2にかかる負荷が小さくなった場合について説明したが、エンジン2にかかる負荷が大きくなった場合も同様にして、負荷の変化に応じてマッチング点が目標トルク線 L_1 に沿って移動する。

【0146】

以上のようにして、エンジン2の負荷が変化するに応じて、目標トルク線 L_1 に沿ってマッチング点を順次移動させることができる。

【0147】

なお本実施形態では、上述したように「指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた噴射量 α （ $N_{nd}-N_{nr}$ ）の燃料をエンジン2に噴射する」制御と、「マッチング目標回転数 N_{nt} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nt}-N_{nr}$ に応じた分だけ指示回転数 N_{nd} を N'_{nd} に変化させる」制御とを行うようにしているが、「マッチング目標回転数 N_{nt} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nt}-N_{nr}$ に応じた分だけ指示回転数 N_{nd} を N'_{nd} に変化させる」制御は、両者の制御の干渉を防ぎ精度よくマッチングさせるために、「指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた噴射量 α （ $N_{nd}-N_{nr}$ ）の燃料をエンジン2に噴射する」制御に比較して十分遅く実行することが望ましい。

【0148】

つぎにエンジン2の負荷が急激に大きくなった場合の動作について説明する。

【0149】

図21に示すように、エンジン2の負荷が急激に大きくなりエンジン2を加速させるとき、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nd}-N_{nr}$ が大きくなる。ここで、仮に要求された加速性を満足させるために、ガバナ3から、指示回転

数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差に応じた大きな噴射量 α ($N_{nd} - N_{nr}$) の燃料をエンジン 2 に噴射したとすると、燃料に対して相対的に空気量が不足してエンジン 2 の燃焼効率が悪化するとともに黒煙が排気されることになる。

【0 1 5 0】

そこで、指示回転数 N_{nd} と実際の回転数 N_{nr} との差 $N_{nd} - N_{nr}$ に応じた噴射量 α ($N_{nd} - N_{nr}$) が、上限ライン U により規定される最大噴射量 α ($N_{nd} - N_{nm}$) を超えた場合には、ガバナ 3 は制限した最大噴射量 α ($N_{nd} - N_{nm}$) の燃料をエンジン 2 に噴射させることにし、コントローラ 7 は発電電動機 4 を電動作用させ、残りのトルク分 (α ($N_{nd} - N_{nr}$) - α ($N_{nd} - N_{nm}$) = α ($N_{nm} - N_{nr}$)) を発電電動機 4 によってアシストさせる。

【0 1 5 1】

具体的にはコントローラ 7 は、図 2 2 に示すように、エンジン実回転数 N_{nr} が上限回転数 N_{nm} よりも低くなった場合に、噴射量 α ($N_{nd} - N_{nr}$) が上限ライン U で規定される最大噴射量 α ($N_{nd} - N_{nm}$) を超えたと判断し、上限回転数 N_{nm} と実回転数 N_{nr} との差 $N_{nm} - N_{nr}$ に応じたトルク α ($N_{nm} - N_{nr}$) が発電電動機 4 で発生するようにインバータ 8 に対して正のトルク指令を与える。

【0 1 5 2】

このように急負荷時にエンジン 2 の出力を発電電動機 4 によってアシストするようにしたので、加速性を維持しつつエンジン効率向上、黒煙減少を図ることができる。

【0 1 5 3】

つぎに第 1 の制御の効果について説明する。

【0 1 5 4】

図 1 4 は従来のエンジン制御方法を示している。

【0 1 5 5】

すなわち燃料ダイヤル 1 7 で最大目標回転数が設定されると、ガバナ 3 は定格点 V2 とハイアイドル点 NH とを結ぶ最高速レギュレーションライン Fe 上で調速を行う。油機負荷が大きくなるにつれて、マッチング点は、最高速レギュレーションライン Fe 上を定格点 V2 側に移動する。マッチング点が定格点 V2 側に移動

するときエンジン回転数 N は徐々に減じられ定格点 $V2$ ではエンジン回転数 N は定格回転数 N_R になる。なお燃料ダイヤル17で設定される目標回転数が小さくなるに伴ってレギュレーションライン $Fe-1$ 、 $Fe-2$ …が順次定められ、各レギュレーションライン上で調速が行われる。

【0156】

建設機械1のエンジン2に要求されるのは、油機負荷が高くなったときのエンジン2の応答性である。つまりレギュレーションライン Fe 上でマッチング点が無負荷のハイアイドル点 NH から最大負荷の定格点 $V2$ まで移動するまでの時間が短時間であるほどエンジンの応答性がよい。

【0157】

この点、従来のエンジン制御方法では、上述したようにレギュレーションライン Fe 上を高負荷側にマッチング点が移動するときエンジン回転数 N が徐々に減じられる。エンジン回転数 N が低下することでエンジン2のフライホイールに溜まっていた出力が瞬間的に外にでていき、エンジン2の実際の出力以上に見かけ上の出力が大きくなる。このため従来のエンジン制御方法は応答性が良いといわれている。

【0158】

上述したように従来のエンジン制御方法によれば、油機負荷に対して応答性よくエンジン2を追従させることができるのであるが、燃費が大きく（悪く）、ポンプ効率が低いという問題がある。ポンプ効率とは、容積効率、トルク効率で規定される油圧ポンプ6の効率のことである。

【0159】

図14からも明らかなように、レギュレーションライン Fe は、等燃費曲線 M 上で燃費が比較的大きい領域に相当する。このため従来のエンジン制御方法によれば燃費が大きく（悪く）エンジン効率上望ましくないという問題があった。

【0160】

一方、可変容量型の油圧ポンプ6の場合、一般的に、同じ吐出圧 P であればポンプ容量 D （斜板傾転角度）が大きいほど容積効率、トルク効率が高くポンプ効率が高いということが知られている。

【0161】

また下記(1)式からも明らかなように、油圧ポンプ6から吐出される圧油の流量 Q が同じであれば、エンジン2の回転数 N を低くすればするほどポンプ容量 D を大きくすることができる。このためエンジン2を低速化すればポンプ効率を高くすることができる。

【0162】

$$Q = N \cdot D \quad \cdots (1)$$

したがって油圧ポンプ6のポンプ効率を高めるためには、エンジン2を回転数 N が低い低速領域で稼働させればよい。

【0163】

しかし図14からも明らかなように、レギュレーションライン F_e は、エンジン2の高回転領域に相当する。このため従来のエンジン制御方法によればポンプ効率が低いという問題があった。

【0164】

これに対して本第1の制御によれば、図4に示すように、等燃費曲線 M 上で燃費が比較的小さい領域に目標トルク線 $L1$ が設定され、この目標トルク線 $L1$ に沿ってマッチング点が移動する。

【0165】

このため第1の制御によれば、エンジン2が燃費が小さい(良い)領域で稼働するのでエンジン効率を高めることができる。

【0166】

また図4に示す目標トルク線 $L1$ は、図14のレギュレーションライン F_e と比較して、エンジン2の回転数 N が低くなり油圧ポンプ6の容量 D を大きくする領域に相当する。

【0167】

第1の制御によれば、エンジン2の回転数 N が低くなり油圧ポンプ6の容量 D を大きくする目標トルク線 $L1$ 上をマッチング点が移動するので、油圧ポンプ6の効率を高めることができる。

【0168】

また本実施形態の場合にはL S 弁 1 4 が設けられており、操作レバー 4 1 a の操作量 S が同じであれば流量 Q が同じであり、上記 (1) 式 ($Q = N \cdot D$) より、エンジン 2 の回転数 N を低くすればするほどポンプ容量 D を大きくすることができ、ポンプ効率を高くすることができる。

【0 1 6 9】

第 1 の制御によれば、エンジン 2 の回転数 N が低くなり油圧ポンプ 6 の容量 D を大きくする目標トルク線 L1 上をマッチング点が移動するので、エンジン 2 の低速化により、操作レバー 4 1 a の操作中、常にポンプ容量 D が高い状態を維持でき、ポンプ効率を高く維持することができる。このように第 1 の制御によれば、L S 弁 1 4 と組み合わせることによりファインコントロール性を向上させつつポンプ効率を高く維持できる操作特性が実現される。

【0 1 7 0】

ところで図 4 で矢印で示すように目標トルク線 L1 上でマッチング点が、無負荷の状態から高負荷側つまり定格点 V1 側に移動するとき、図 1 4 に示す従来のエンジン制御方法と異なりエンジン回転数 N は上昇する。

【0 1 7 1】

ここで仮に目標トルク線 L1 上で無負荷の回転数を中速のデセル回転数 N1 ではなくて、極めて低い回転数に設定すると、つまりデセル点 N1 よりもローアイドル点 NL 側に移動すると、エンジン 2 のフライホイールを極低回転から高回転の定格回転数 NR に加速させるのに長時間を要することになり、エンジン 2 の応答性が低下する。逆に、無負荷の回転数を中速のデセル回転数 N1 よりも高く設定すると、つまりデセル点 N1 よりもハイアイドル点 NH 側に移動すると、定格回転数 NR に達するまでの時間を短くできエンジン 2 の応答性が向上する。しかし無負荷の回転数を高速側に設定すると従来 (図 1 4) と同様に燃費の大きい (悪い) 領域でエンジン 2 が稼動することになる。

【0 1 7 2】

このようなトレードオフを考慮して、目標トルク線 L1 上における無負荷の回転数は、中速のデセル回転数 N1 に設定されている。

【0 1 7 3】

デセル回転数N1（たとえば1400rpm）は、いずれかの操作レバーが中立位置から操作され油機負荷が投入された際に無負荷状態から定格回転数NRに達するに短時間（たとえば1秒程度）で済むことが補償されている無負荷回転数である。

【0174】

したがってデセル回転数N1を無負荷時のエンジン回転数に設定することで、このデセル点N1から高負荷の定格点V1にマッチング点が移動するに短時間で済む。このため、上述したように燃費良好な領域でマッチング点を移動させることにより燃費向上を図りエンジン効率を高めるとともにエンジン2を低速化することによりポンプ効率を高めつつも、エンジン2の応答性の低下を防止することができる。

【0175】

・第2の制御

上記第1の制御では、定格点V1と、燃費最小点M1と、デセル点N1とを結ぶ線分を目標トルク線L1として設定し、この目標トルク線L1上でマッチングさせているが、厳密に燃費最小点M1を通過する線分でなくてもよく燃費最小点M1近傍を通過する線分を目標トルク線に設定し、この目標トルク線上でマッチングさせてもよい。また厳密にデセル点N1を通過する線分でなくてもよくデセル点N1近傍を通過する線分を目標トルク線に設定し、この目標トルク線上でマッチングさせてもよい。

【0176】

具体的には図5に示すように目標トルク線L1の近傍、エンジン回転数で概ね ± 300 rpmの領域A1内に目標トルク線を設定すればよい。たとえば定格点V1と、燃費最小点M1と、燃費最小点M1と同一回転数の無負荷点とを結ぶ線分を目標トルク線L'1として設定することができる。領域A1内で目標トルク線を設定すれば、第1の制御と同様の効果が得られる。

【0177】

・第3の制御

上記第1の制御では、定格点V1と、燃費最小点M1と、デセル点N1とを結ぶ

線分を目標トルク線 L1 として設定し、この目標トルク線 L1 上でマッチングさせているが、定格点 V1 と、燃費最小点 M1 とを結ぶ線分を少なくとも含む目標トルク線であればよく、必ずしも図 5 に示すようなデセル点 N1 若しくはデセル点 N1 近傍を通過する目標トルク線でなくてもよい。

【0 1 7 8】

たとえば図 6 に示すように定格点 V1 と、燃費最小点 M1 とを結ぶ線分を延長した線分を目標トルク線 L2 として設定し、この目標トルク線 L2 上でマッチングさせてもよい。

【0 1 7 9】

また図 6 に示すように目標トルク線 L2 の近傍、エンジン回転数で概ね ± 300 rpm の領域 A2 内に目標トルク線を設定してもよい。

【0 1 8 0】

第 3 の制御によれば、第 1 の制御と比較してエンジン 2 の応答性は多少低下するものの、第 1 の制御と同様に、エンジン 2 が燃費が小さい（良い）領域で稼動するのでエンジン効率を高めることができる。また第 1 の制御以上にエンジン 2 が低速化するため、よりポンプ効率が高い領域でエンジン 2 を稼動させることができ、油圧ポンプ 6 の効率を更に高めることができる。

【0 1 8 1】

・第 4 の制御

上記第 1 の制御では、定格点 V1 と、燃費最小点 M1 と、デセル点 N1 とを結ぶ線分を目標トルク線 L1 として設定し、この目標トルク線 L1 上でマッチング点を移動させているが、図 7 に示すように定格点 V1 と、デセル点 N1 とを結ぶ線分を目標トルク線 L3 として設定し、この目標トルク線 L3 上でマッチングさせてもよい。

【0 1 8 2】

また図 7 に示すように目標トルク線 L3 の近傍、エンジン回転数で概ね ± 300 rpm の領域 A3 内に目標トルク線を設定してもよい。

【0 1 8 3】

第 4 の制御によれば、第 1 の制御と比較してエンジン 2 がより高速化している

ためポンプ効率の点で多少低下するもののエンジン 2 の応答性を更に向上させることができる。

【0 1 8 4】

・ 第 5 の制御

上記第 1 の制御では、定格点 V1 と、燃費最小点 M1 と、デセル点 N1 とを結ぶ線分を目標トルク線 L1 として設定し、この目標トルク線 L1 上でマッチングさせているが、図 8 に示すように定格点 V1 と同一トルクが維持されるエンジン回転数軸に平行な線分を目標トルク線 L4 として設定し、この目標トルク線 L4 上でマッチングさせてもよい。

【0 1 8 5】

第 5 の制御によれば、第 1 の制御と比較してエンジン 2 の応答性は低下するものの、第 1 の制御と同様に、エンジン 2 が燃費が小さい（良い）領域で稼動するのでエンジン効率を高めることができる。また第 1 の制御や第 3 の制御以上にエンジン 2 が低速化するため、よりポンプ効率が高い領域でエンジン 2 を稼動させることができ、油圧ポンプ 6 の効率を更に高めることができる。

【0 1 8 6】

・ 第 6 の制御

上記第 1 の制御では、定格点 V1 と、燃費最小点 M1 と、デセル点 N1 とを結ぶ線分を目標トルク線 L1 として設定し、この目標トルク線 L1 上でマッチングさせているが、図 1 7 に示すように、トルク線図の各等馬力曲線 J1、J2、J3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点 V1、V12、V13…または当該燃費最小点 V1、V12、V13…近傍を通る目標トルク線 L11 を設定し、この目標トルク線 L11 上の点でマッチングするように、エンジン 2 を上述した第 1 の制御と同様に制御してもよい。

【0 1 8 7】

第 6 の制御によれば、エンジン 2 の負荷が変化するに応じて、目標トルク線 L11 上をマッチング点が移動した場合に、常に燃費が最小あるいはほぼ最小な状態でエンジン 2 を稼動させることができるので、エンジン効率を高めることができる。

【 0 1 8 8 】

・ 第 7 の制御

また図 1 8 に示すように、トルク線図の各等馬力曲線 J 1、J 2、J 3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点 V 1、V 12、V 13…または当該燃費最小点 V 1、V 12、V 13…近傍を通る第 1 の目標トルク線 L 11に対して、エンジン 2 の回転数 N が低くなり油圧ポンプ 6 の容量 D が大きくなる第 2 の目標トルク線 L 12を設定し、この目標トルク線 L 12上の点でマッチングするように、エンジン 2 を上述した第 1 の制御と同様に制御してもよい。

【 0 1 8 9 】

第 2 の目標トルク線 L 12上の点でマッチングした場合には、第 1 の目標トルク線 L 11上の点でマッチングさせた場合と比較して、燃費は大きくなるものの、より低回転となり油圧ポンプ 6 の容量 D を大きくできるので油圧ポンプ 6 の効率は向上するとともに、同じエンジン回転数であれば、より大きなエンジン馬力が得られる。この結果、エンジン 2 と油圧ポンプ 6 の総合的な効率が向上し、より大きなエンジンパワーで効率よく作業を行うことができる。

【 0 1 9 0 】

・ 第 8 の制御

また図 1 8 に示すように、トルク線図の各等馬力曲線 J 1、J 2、J 3…上で燃料消費率が最小となる燃費最小点 V 1、V 12、V 13…または当該燃費最小点 V 1、V 12、V 13…近傍を通る第 1 の目標トルク線 L 11を設定するとともに、この第 1 の目標トルク線 L 11に対して、エンジン 2 の回転数 N が低くなり油圧ポンプ 6 の容量 D が大きくなる第 2 の目標トルク線 L 12を設定し、両者を建設機械 1 が行う作業内容に応じて選択する実施も可能である。

【 0 1 9 1 】

図 2 のモニタパネル 5 0 上には「パワーモード」、「エコノミーモード」の選択スイッチ 5 4、5 5 が設けられている。選択スイッチ 5 4、5 5 により、第 1 の目標トルク線 L 11および第 2 の目標トルク線 L 12のいずれかが選択されると、コントローラ 7 は、選択された目標トルク線上の点でマッチングするように、ガバナ 3 に指令を与えエンジン 2 を制御する。

【0 1 9 2】

第 2 の目標トルク線 L 12 が選択されると、第 2 の目標トルク線 L 12 上の点でマッチングする。第 2 の目標トルク線 L 12 上の点でマッチングする場合には、第 1 の目標トルク線 L 11 上の点でマッチングさせた場合と比較して、燃費は大きくなるものの、より低回転となり油圧ポンプ 6 の容量 D を大きくできるので油圧ポンプ 6 の効率は向上するとともに、同じエンジン回転数であれば、より大きなエンジン馬力が得られる。この結果、エンジン 2 と油圧ポンプ 6 の総合的な効率が向上し、より大きなエンジンパワーで効率よく作業を行うことができる（パワーモード）。

【0 1 9 3】

また第 1 の目標トルク線 L 11 が選択されると、第 1 の目標トルク線 L 11 上の点でマッチングする。第 1 の目標トルク線 L 11 上の点でマッチングした場合には、第 2 の目標トルク線 L 12 上の点でマッチングさせた場合と比較して、エンジンパワーが低下し作業効率は低下するものの、常に燃費が最小あるいはほぼ最小な状態でエンジン 2 を稼働させることができエンジン効率を高めることができる（エコノミーモード）。

【0 1 9 4】

このため作業状況が変化したとしても、選択により常に最適なモードでエンジン 2 を稼働させることができ、作業状況の変化に対処することができる。

【0 1 9 5】

なお上述した第 1 の制御～第 8 の制御は、図 1、図 2 に示される駆動源としてエンジン 2 と発電電動機 4 とを併用するハイブリッドシステムにおいて実施されることを前提として説明したが、エンジン 2 のみを油機負荷の駆動源とするシステムにおいて上記第 1 の制御～第 8 の制御を実施してもよい。

【0 1 9 6】

・第 9 の制御

上述した第 1 の制御によれば、中速のデセル回転数 N1 を無負荷時のエンジン回転数に設定しているので目標トルク線 L 1 上を高負荷側にマッチング点が移動するときのエンジン 2 の応答性を高くできるのであるが、発電電動機 4 によって

エンジン出力をアシストすることでエンジン 2 の応答性を更に向上させてもよい。

【0 1 9 7】

すなわち図 4 に矢印で示すように、目標トルク線 L1 上で、出力軸 5 にかかる油機負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動することがコントローラ 7 で判断されると、コントローラ 7 からインバータ 8 に対して正（+）極性のトルク指令値 TD が与えられ、発電電動機 4 が電動機として作動する。

【0 1 9 8】

たとえばエンジン目標回転数（指示回転数）NR と回転センサ 1 5 で検出されるエンジン実回転数 Nc との偏差を求め、この偏差から目標トルク線 L1 上で油機負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動するものと判断することができる。

【0 1 9 9】

また油機負荷 LR を計測し油機負荷 LR が上昇している場合に、目標トルク線 L1 上で油機負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動するものと判断してもよく、操作センサ 4 1 b で検出される操作レバー操作量 S が大きくなっている場合に、目標トルク線 L1 上で油機負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動するものと判断してもよい。

【0 2 0 0】

第 9 の制御では、無負荷のデセル点 N1 から高負荷の定格点 V1 にマッチング点が移動する際に発電電動機 4 の出力がエンジン 2 の出力に加算される。発電電動機 4 の出力によってエンジン出力がアシストされた分だけ、エンジン 2 のフライホイールを加速させる時間が短くなり、定格点 V1 まで短時間で移動させることができる。このため本第 9 の制御によれば、第 1 の制御と比較してエンジン 2 の応答性を更に高めることができる。

【0 2 0 1】

また、この第 9 の制御は、上述した第 2 の制御、第 3 の制御、第 4 の制御、第 5 の制御、第 6 の制御、第 7 の制御、第 8 の制御のいずれかと組み合わせて実施することができる。すなわち図 5、図 6、図 7 に示される領域 A1、A2、A3 内で設定される目標トルク線上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動

機4の出力によってエンジン出力をアシストしてもよく、図8に示される目標トルク線L4上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動機4の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。また図17に示される目標トルク線L11上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動機4の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。また図18に示される目標トルク線L12上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動機4の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。

【0202】

ここで図1、図2の装置構成におけるエネルギーの関係式について説明する。

【0203】

発電電動機4の出力EM、油機負荷LR、エンジン出力LD（またはLc）の間には、下記のエネルギー保存の関係式が成立する。

【0204】

$$\text{発電電動機出力 EM} = \text{油機負荷 LR} - \text{エンジン出力 LD (Lc)} \quad \dots (11)$$

ただし上記(11)式で発電電動機4が電動作用しているときのEMの極性を正とする。上記(11)式はつぎのように書き換えることができる。

【0205】

$$\text{エンジン出力 LD (Lc)} + \text{発電電動機出力 EM} = \text{油機負荷 LR} \quad \dots (11a)$$

またバッテリー10の出力CD、発電電動機4の出力EM、旋回用発電電動機11の出力Leの間には、下記のエネルギー保存の関係式が成立する。

【0206】

$$\text{バッテリー出力 CD} = \text{発電電動機出力 EM} + \text{旋回用発電電動機出力 Le} \quad \dots (12)$$

ただし上記(12)式でバッテリー10が放電しているとき、つまりバッテリー10から電力を出力しているときのCDの極性を正、発電電動機4が電動作用しているときのEMの極性を正、旋回用発電電動機11が電動作用しているときのLeの極性を正とする。

【0207】

上記(11)式(または(11a)式)と(12)式を用いて、発電電動機出力EMを消去すると、エンジン2の出力LD、バッテリー10の出力CD、油機負荷LR、旋回用発電電動機11の出力Leの間には、下記のエネルギー保存の関係式が成立する。

【0208】

エンジン出力LD(Lc) + バッテリー出力CD

$$= \text{油機負荷LR} + \text{旋回用発電電動機出力Le} \quad \cdots (13)$$

なお旋回用発電電動機11の出力Leは上部旋回体W2の負荷つまり旋回負荷Leを表す。

【0209】

上記(11)～(13)式は上部旋回体W2が電気モータによって駆動されることを前提としているが、図1、図2の構成においてインバータ9、旋回用発電電動機11を取り除き上部旋回体W2を他のブームW1等と同様に油圧アクチュエータによって作動させるようにした場合にも同様なエネルギー保存式の成立する。この場合には上記(11)、(12)、(13)式それぞれに対応して下記(21)、(22)、(23)式が成立する。

【0210】

$$\text{発電電動機出力EM} = \text{油機負荷LR} - \text{エンジン出力LD(Lc)} \quad \cdots (21)$$

$$\text{バッテリー出力CD} = \text{発電電動機出力EM} \quad \cdots (22)$$

$$\text{エンジン出力LD(Lc)} + \text{バッテリー出力CD} = \text{油機負荷LR} \quad \cdots (23)$$

以下に説明する制御は、(11)、(12)、(13)式が成立する場合を前提としているが、上部旋回体W2を油圧アクチュエータによって作動させることとし(21)、(22)、(23)式が成立している場合にも同様に以下の制御を適用することができる。

【0211】

以下図3を併せ参照して説明する。

【0212】

・第10の制御

つぎに図1、図2のハイブリッドシステムにおいてエネルギーロスを低減する

ことができる実施例について説明する。

【0 2 1 3】

すなわちコントローラ 7 では、電圧センサ 6 0 で検出される電圧から旋回負荷つまり旋回用発電電動機 1 1 の出力 L_e が演算される。また吐出圧センサ 6 1 で検出される吐出圧 P 、斜板角センサ 6 2 で検出される容量 D とに基づき油圧ポンプ 6 の吸収トルクが演算され、このポンプ吸収トルクと、回転センサ 1 5 で検出される油圧ポンプ 6 の回転数 N_c (エンジン 2 の回転数 N_c) とに基づいて油圧ポンプ 6 の吸収馬力である油機負荷 L_R が演算される (ステップ 1 0 1)。

【0 2 1 4】

ここで図 1、図 2 の構成でバッテリー 1 0 の充放電ロス、発電電動機 4 の発電ロス、モータロスを最小にしエネルギーロスを最小にするには、上記 (1 3) 式 (エンジン出力 L_D (L_c) + バッテリ出力 C_D = 油機負荷 L_R + 旋回用発電電動機出力 L_e) において、バッテリー出力 C_D を最小にすればよく、上記 (1 3) 式でバッテリー出力 C_D を零にした下記 (1 4) 式が成立すればよい。

【0 2 1 5】

エンジン出力 L_D = 油機負荷 L_R + 旋回用発電電動機出力 L_e … (1 4)

そこで上記ステップ 1 0 1 で演算された油機負荷 L_R と、旋回用発電電動機出力 L_e を加算したものをアクチュエータ側要求出力とみなし、これら油機負荷 L_R 、旋回用発電電動機出力 L_e からなるアクチュエータ側要求出力を記 (1 4) 式に代入して、エンジン出力 L_D を求め、このエンジン出力 L_D が得られるようにコントローラ 7 はエンジン 2 を制御する。

【0 2 1 6】

なお上部旋回体 W_2 を油圧アクチュエータによって作動させることにした場合には、上記 (2 3) 式でバッテリー出力 C_D を零にした下記 (2 4) 式、

エンジン出力 L_D = 油機負荷 L_R … (2 4)

が成立すればよく、上記ステップ 1 0 1 で演算された油機負荷 L_R を上記 (2 4) 式に代入して、エンジン出力 L_D を求め、このエンジン出力 L_D が得られるようにエンジン 2 を制御すればよい。

【0 2 1 7】

具体的なエンジン制御内容は図3のステップ103、104、106を用いて説明される。

【0218】

エンジン2は図4に示す目標トルク線L1に沿って稼動されるものとする。

【0219】

すなわち目標トルク線L1はメモリに記憶されており、この目標トルク線L1が読み出され（ステップ103）、目標トルク線L1がエンジン出力線Gに変換される。つまりエンジン回転数NとトルクTの対応関係L1は、エンジン出力LDとエンジン目標回転数NDの対応関係Gに変換される。そこで上記（14）式から演算されたエンジン出力LDに対応するエンジン目標回転数NDが、エンジン出力線Gから求められる（ステップ104）。コントローラ7は、エンジン回転数Nをエンジン目標回転数NDにする回転指令値N0をガバナ3に出力する。この結果、燃料噴射量が増減され目標トルク線L1上でマッチングしエンジン回転数Nがエンジン目標回転数NDに一致しエンジン2でエンジン出力LDが発生する（ステップ106）。

【0220】

上記（12）式（バッテリー出力CD＝発電電動機出力EM＋旋回用発電電動機出力Le）において、バッテリー出力CDが零であるので、発電電動機4が発電作用している場合には発電電動機4で発生した電力はバッテリー10に蓄積されることなく旋回用発電電動機11の回転作動に直接使用される。すなわち発電電動機4で発電が行われると、発電電動機4で発生した交流電力はインバータ8で直流電力に変換されて直流電源線を介して直接他のインバータ9に供給され旋回用発電電動機11が電動作用する。

【0221】

同様に旋回用発電電動機11が発電作用している場合には旋回用発電電動機11で発生した電力はバッテリー10に蓄積されることなく発電電動機4の回転作動に直接使用される。すなわち旋回用発電電動機11で発電が行われると、旋回用発電電動機11で発生した交流電力はインバータ9で直流電力に変換されて直流電源線を介して直接他のインバータ8に供給され発電電動機4が電動作用する。

【0222】

このように第10の制御によれば、バッテリー出力CDが零になるようにエンジン2を制御しているので、バッテリー10の充放電ロス、発電電動機4の発電ロス、モータロスを最小にしエネルギーロスを最小にでき、エンジン2の燃費を低くすることができる。

【0223】

・第11の制御

つぎにエンジン2の小型化を図ることができる実施例について説明する。

【0224】

図4は本実施例におけるエンジン2の最大トルク線R1、従来のエンジンの最大トルク線R2（図14参照）、本実施例の発電電動機4の最大トルク線を本実施例のエンジン2の最大トルク線R1に加算した最大トルク線R3、R'3を示している。最大トルク線R3は発電電動機4の1時間定格出力時の最大トルク線であり定格点V3で最大出力が得られる。最大トルク線R'3は発電電動機4の1分間定格出力時の最大トルク線であり定格点V'3で最大出力が得られる。

【0225】

同図4に示すように本実施例のエンジン2は従来のエンジンよりも小型化にされており、従来の定格点V2よりもエンジン出力が低い定格点V1で稼動する。この定格点V1におけるエンジン2の出力つまり出力上限をLMとする（図3のステップ104参照）。

【0226】

ステップ101で油機負荷LR、旋回用発電電動機出力Leが演算されると、上記（14）式よりこれら油機負荷LR、旋回用発電電動機出力Leを加算したものをアクチュエータ側要求出力とみなし、このアクチュエータ側要求出力LR+Leがエンジン出力LDの上限LMを超えているか否かが判断される。

【0227】

この結果、アクチュエータ側要求出力LR+Leがエンジン出力LDの上限LMを超えた場合には、超えた負荷相当分の出力（LR+Le-LM）が発電電動機4の出力EMとして得られるように、コントローラ7からインバータ8に正（+）極

性のトルク指令値TDが与えられる。この結果、発電電動機4が電動機として作動し、発電電動機4では、エンジン出力上限LMを超えた負荷相当分の出力($LR + Le - LM$)が発電電動機出力EMとして発生する。

【0228】

発電電動機4が1時間定格出力で連続稼動している場合には、負荷最大時に定格点V3でマッチングしエンジン2の出力をアシストしている。図4に示すように定格点V3では、従来のエンジンの定格点V2と比較してエンジン出力で同等かそれ以上の馬力を発生している。発電電動機4が1分間定格出力で短時間稼動している場合には、負荷最大時に定格点V'3でマッチングし1時間定格時の定格点V3よりも大きい馬力を発生するとともに、従来のエンジンよりも遙かに大きい馬力を発生する。

【0229】

なお上部旋回体W2を油圧アクチュエータによって作動させることにした場合には、上記(24)式より油機負荷LRをアクチュエータ側要求出力とみなし、このアクチュエータ側要求出力LRがエンジン出力LDの上限LMを超えているか否かが判断される。そしてアクチュエータ側要求出力LRがエンジン出力LDの上限LMを超えた場合には、超えた負荷相当分の出力($LR - LM$)が発電電動機4の出力EMとして得られるように、コントローラ7からインバータ8に正(+)極性のトルク指令値TDが与えられることになる。

【0230】

このように第11の制御によれば、エンジン2の小型化により原価改善、後方視界改善、騒音低減を図りつつ、作業中に大きな負荷が発生した場合に適切に対処することができる。

【0231】

・第12の制御

つぎにエンジン2の燃費を低減できる実施例について説明する。

【0232】

エンジン2の燃費を低減するには前述した第1の制御～第8の制御で説明したように等燃費曲線M上で燃料消費率が小さい領域に目標トルク線を設定しこの目

標トルク線上でマッチング点が移動するようにエンジン 2 を制御すればよい。

【0233】

以下目標トルク線として図 4、図 5 に示す目標トルク線 L1 を想定する（図 3 のステップ 103 参照）。

【0234】

図 10 に示すように、コントローラ 7 からガバナ 3 に回転数 N_0 を指示する回転指令値 N_0 が出力されると、エンジン 2 の回転数 N が回転数 N_0 にされ目標トルク線 L1 上の点 V0 でマッチングし、エンジン 2 はエンジン出力 L_c を発生する。

【0235】

油機負荷 L_R が小さく油機負荷 L_R が実際のエンジン出力 L_c 以下である場合には、上記 (11) 式または (21) 式（発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } L_R - \text{エンジン出力 } L_c$ ）より、コントローラ 7 は、それらの差分 $L_c - L_R$ に相当する出力が発電電動機 4 に吸収されるよう発電電動機 4 を制御する。

【0236】

これに対して図 9 に示すように、エンジン 2 が目標トルク線 L1 上の V0 で稼働しているときに、作業中に大きな油機負荷 L_R が発生し油機負荷 L_R が実際のエンジン出力 L_c を超えると、上記 (11) 式または (21) 式（発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } L_R - \text{エンジン出力 } L_c$ ）より、コントローラ 7 は、それらの差分 $L_R - L_c$ に相当する出力 EM を発電電動機 4 で発生させエンジン出力 L_c をアシストするように発電電動機 4 を制御する。

【0237】

具体的な制御内容は図 3 のステップ 107、108、109、110 を用いて説明される。

【0238】

コントローラ 7 には、回転センサ 15 の検出値 N_c が取り込まれこのエンジン実回転数 N_c に対応する実際のエンジン出力 L_c がエンジン出力線 G から求められる（ステップ 107）。

【0239】

つぎにステップ 107 で演算された実際のエンジン出力 L_c 、ステップ 101

で演算された油機負荷 LR が、上記 (1 1) 式または (2 1) 式 (発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } LR - \text{エンジン出力 } Lc$) に代入されて、発電電動機出力 EM が演算される (ステップ 1 0 8)。

【0 2 4 0】

発電電動機 4 の実際の回転数 Nc (エンジン実回転数 Nc) と発電電動機 4 のトルク TD (発生トルク (正)、吸収トルク (負)) の対応関係は、発電電動機出力 EM の大きさ、極性 (正、負) 毎に各発電電動機一定曲線 U としてメモリに記憶されている。

【0 2 4 1】

そこで上記演算された発電電動機出力 EM の極性 (正、負) と、 EM の大きさに応じた出力一定曲線が、各発電電動機出力一定曲線 U の中から選択される。そして回転センサ 1 5 の検出値 Nc が取り込まれこの発電電動機実回転数 Nc に対応するトルク TD が、上記選択された出力一定曲線上から求められる。たとえば図 3 の 1 0 9 内で破線として示すように、油機負荷 LR が実際のエンジン出力 Lc よりも大きく、 EM の極性が正である場合にはこれらの差分 $LR - Lc$ に相当する大きさの EM に相当する出力一定曲線 $U1$ が選択され、この選択された出力一定曲線 $U1$ 上で発電電動機実回転数 Nc に対応する正のトルク値 TD (発生トルク) が求められる (ステップ 1 0 9)。

【0 2 4 2】

つぎにステップ 1 0 9 で求められたトルク指令値 TD が、コントローラ 7 からインバータ 8 に出力される。すなわち油機負荷 LR が実際のエンジン出力 Lc 以下である場合には、発電電動機 4 にそれらの差分 $Lc - LR$ に相当する出力を吸収させるための負のトルク指令値 TD がインバータ 8 に与えられる。この結果、発電電動機 4 は発電作用し、トルク TD を吸収し、差分 $Lc - LR$ に相当する出力 EM を吸収する。

【0 2 4 3】

これに対し油機負荷 LR が実際のエンジン出力 Lc を超えている場合には、発電電動機 4 でそれらの差分 $LR - Lc$ に相当する出力を発生させるための正のトルク指令値 TD がインバータ 8 に与えられる。この結果、発電電動機 4 は電動作用し

、トルク TD を発生し、差分 $LR - L_c$ に相当する出力 EM を発生する。発電電動機 4 で発生した出力 EM が現在のエンジン出力 L_c が加算されてエンジン出力がアシストされる。発電電動機 4 によってエンジン 2 の出力がアシストされると図 9 に示すように、エンジン 2 と発電電動機 4 で発生した馬力と負荷はマッチング点 V 4 でマッチングし、従来のエンジンと同等かそれ以上の馬力が発生して急増する負荷に対処することができる。

【0244】

このように第 12 の制御によれば、エンジン 2 の燃費低減によりエンジン効率の向上を図りつつ、作業中に大きな油機負荷 LR が発生した場合に適切に対処することができる。

【0245】

なお、目標トルク線 L1 上でエンジン 2 が稼動する場合に（第 1 の制御）、発電電動機 4 の出力によってエンジン出力をアシストするものとして説明したが、本第 12 の制御は、上述した第 2 の制御、第 3 の制御、第 4 の制御、第 5 の制御、第 6 の制御、第 7 の制御、第 8 の制御のいずれかと組み合わせて実施することができる。すなわち図 5、図 6、図 7 に示される領域 A1、A2、A3 内で設定される目標トルク線上でエンジン 2 が稼動する場合に発電電動機 4 の出力によってエンジン出力をアシストしてもよく、図 8 に示される目標トルク線 L4 上でエンジン 2 が稼動する場合に発電電動機 4 の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。また図 17 に示される目標トルク線 L11 上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動機 4 の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。また図 18 に示される目標トルク線 L12 上を高負荷側にマッチング点が移動する際に発電電動機 4 の出力によってエンジン出力をアシストしてもよい。

【0246】

・第 13 の制御

つぎに負荷急上昇時（急加速時）の燃費を低減できる実施例について説明する。

。

【0247】

すなわち上述した第 10 の制御と同様にして、図 3 に示すように、油機負荷 L

R、旋回負荷 L_e が演算され（ステップ 1 0 1）、これらアクチュエータ側要求出力 $L_R + L_e$ に対応するエンジン出力 L_D が求められ、このエンジン出力 L_D に対応するエンジン 2 の目標回転数 N_D がエンジン出力線 G から求められる（ステップ 1 0 4）。

【0 2 4 8】

このため本来であれば油機負荷 L_R が急上昇している場合には、図 3 の 1 0 5 内で H1 で示すように、ガバナ 3 に対してエンジン回転数 N を目標回転数 N_D に急加速させる回転指令値 N_D が出力されるのであるが、ターボラグを考慮して、エンジン 2 のシリンダ内への燃料供給を遅らせる急加速回避制御が実行される。すなわち急加速回避フィルタによって、破線 H2 に示すように、エンジン目標回転数 N_D までエンジン 2 の回転数 N を徐々に上昇させる回転指令値 N_0 が生成される。たとえばエンジン目標回転数 N_D に到達するまでの時間をたとえば 0.5 秒程度遅らせる回転指令値 N_0 が生成される（ステップ 1 0 5）。そしてガバナ 3 に回転指令値 N_0 が出力される。この結果、エンジン 2 のシリンダ内への燃料供給が遅られ、エンジン 2 の回転数 N が徐々に上昇して目標回転数 L_D に到達しエンジン出力 L_D が発生する（ステップ 1 0 6）。

【0 2 4 9】

このようにターボラグを考慮して、エンジン 2 のシリンダ内への燃料供給を遅らせる急加速回避制御が実行されるので、負荷急上昇時（急加速時）におけるエンジン 2 の燃費向上が図られる。

【0 2 5 0】

なお急加速回避フィルタは、加速時にのみ使用され減速時には使用されない。また加速時であっても急加速時のみに使用される。たとえばエンジン最大トルクの 1 0 % 程度をしきい値とし、目標回転数 N_D と現在のエンジン回転数 N との差分に相当するトルク増分が、このしきい値を超えている場合に急加速であると判断される。

【0 2 5 1】

急加速回避フィルタを使用しエンジン目標回転数 N_D までエンジン 2 の回転数 N を徐々に上昇させる急加速回避制御を実行すると、急加速回避制御実行中、急

激に増加する油機負荷 LR に対してエンジン出力が追いつかなくなる。すなわち図 3 の 105 内に示すように、エンジン目標回転数 ND と現在ガバナ 3 に指示されている回転指令値 $N0$ との回転数差分 ΔH に相当するエンジン出力が不足する。

【0252】

そこで上述した第 12 の制御と同様にして、コントローラ 7 は、上記回転数差分 ΔH に相当する出力差分 $LR - Lc$ を求め、上記 (11) 式または (21) 式 (発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } LR - \text{エンジン出力 } Lc$) より、出力差分 $LR - Lc$ に相当する出力 EM が発電電動機 4 で発生しエンジン出力 Lc をアシストするように発電電動機 4 を制御する。

【0253】

具体的には、実際のエンジン出力 Lc がエンジン出力線 G から演算され (ステップ 107)、このステップ 107 で演算された実際のエンジン出力 Lc 、ステップ 101 で演算された油機負荷 LR が、上記 (11) 式または (21) 式 (発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } LR - \text{エンジン出力 } Lc$) に代入されて、発電電動機出力 EM が演算される (ステップ 108)。そしてこのステップ 108 で演算された発電電動機出力 EM に対応するトルク指令値 TD が求められ (ステップ 109)、このステップ 109 で求められたトルク指令値 TD がインバータ 8 に出力されて発電電動機 4 が電動作用する (ステップ 110)。この結果発電電動機 4 から上記回転数差分 ΔH に相当する出力 $EM (= LR - Lc)$ が発生し、エンジン 2 の出力がアシストされる。

【0254】

このように第 13 の制御によれば、負荷急上昇時の燃費の低減を図りつつ、急激に増加する負荷に対するエンジン出力の不足分を補填することができる。

【0255】

・第 14 の制御

つぎにバッテリー 10 の残量を確保することができる実施例について説明する。

【0256】

第 10 の制御で説明したように、エンジン出力 LD がアクチュエータ側要求出

力に一致するようにエンジン 2 が制御されている場合、つまり下記 (14) 式、
エンジン出力 $LD = \text{アクチュエータ側要求出力 (旋回用電動機負荷 } Le + \text{油機負荷 } LR) \quad \dots (14)$

あるいは、下記 (24) 式、

エンジン出力 $LD = \text{アクチュエータ側要求出力 (油機負荷 } LR) \quad \dots (24)$

が成立している場合には、エンジン 2 は発電電動機 4 を発電作用させる馬力の余裕がなく、バッテリー 10 の残量 E (電力蓄積量) が不足するおそれがある。

【0257】

本実施例の制御は、図 3 のステップ 111、112、113、101、102、103、104、106 を用いて説明される。

【0258】

まず電圧センサ 16 の検出値 E がバッテリー 10 の現残量 E としてコントローラ 7 に取り込まれ (ステップ 111)、バッテリー 10 の目標残量 E_p と現残量 E との残量偏差 ΔEG が演算される (ステップ 112)。

【0259】

ここで残留偏差 ΔEG は、遅れフィルタを用いて求められる。たとえば過去 2 秒間の残量 E の平均値を求め、目標残量 E_p とこの平均値との偏差が残量偏差 ΔEG とされる。これはバッテリー残量 E は短時間で大きく変動するため遅れフィルタにより変動を吸収して安定した値を得るためである。また図 23 に示すように目標残量 E_p に所定幅 ΔE (E_p に対して $\pm 1/2 \Delta E_p$) の不感帯を設けてもよい。現残量 E が目標残量範囲 $E_p \pm 1/2 \Delta E_p$ 内に入っている場合には残量偏差 ΔEG は 0 とみなされる (ステップ 114)。

【0260】

つぎにエンジン出力 LD が、アクチュエータ側要求出力 (上記 (14) 式における $Le + LR$) に、残量偏差相当分の出力 ΔEG を加えた値となるように、上記 (14) 式が下記 (14)' 式のように修正され、

エンジン出力 $LD = \text{旋回用電動機負荷 } Le + \text{油機負荷 } LR$
 $+ \text{バッテリー残量偏差 } \Delta EG \quad \dots (14)'$

この (14)' 式に、上記ステップ 101 で演算された油機負荷 LR 、旋回用発

電電動機出力 L_e 、ステップ 1 1 2 で得られた残量偏差相当分の出力 ΔEG が代入されて、エンジン出力 LD が求められる（ステップ 1 0 2）。

【0 2 6 1】

以下第 1 0 の制御と同様に、ステップ 1 0 2 で求められたエンジン出力 LD が得られるようにコントローラ 7 はガバナ 3 に回転指令値 $N0$ を出力してエンジン 2 を制御する（ステップ 1 0 3、1 0 4、1 0 6）。

【0 2 6 2】

なお上部旋回体 $W2$ を油圧アクチュエータによって作動させることにした場合には、上記（2 4）式を、エンジン出力 LD が、アクチュエータ側要求出力（上記（2 4）式における LR ）に、残量偏差相当分の出力 ΔEG を加えた値となるように修正した下記（2 4）' 式、

エンジン出力 $LD = \text{油機負荷 } LR + \text{バッテリー残量偏差 } \Delta EG \cdots (2 4)'$
を用いてエンジン出力 LD を求め、このエンジン出力 LD が得られるようにエンジン 2 を制御すればよい。

【0 2 6 3】

この結果、負荷に対して、バッテリー 1 0 の残量偏差 ΔEG に相当する余裕をもったエンジン出力が発生する。残量偏差 ΔEG 相当分の出力は発電電動機 4 に吸収され、インバータ 8 を介してバッテリー 1 0 に残量偏差 ΔEG 相当分の電力が蓄積される。このためバッテリー 1 0 の残量が常時、目標残量 E_p 近辺あるいは図 2 3 の目標残量範囲 $E_p \pm 1/2 \Delta E_p$ に維持される。

【0 2 6 4】

このため油機負荷 LR 、旋回負荷 L_e が増大し実際のエンジン出力 L_c を超えた際には、バッテリー 1 0 から電力が発電電動機 4 に確実に供給され、発電電動機 4 が電動作用し発電電動機 4 の出力 EM によってエンジン 2 の出力をアシストすることが保証される。

【0 2 6 5】

このように第 1 4 の制御によれば、バッテリー 1 0 の残量を常時一定レベル以上に保持することができるので、負荷増大時には、発電電動機 4 によってエンジン出力を確実にアシストすることができる。

【0266】

またこの第14の制御は、前述した第11の制御、第12の制御、第13の制御と適宜組み合わせて実施することができる。

【0267】

上述した説明ではアクチュエータ側要求出力を演算しているが、アクチュエータ側要求出力を演算しない実施も可能である。

【0268】

この場合は、演算残量偏差 ΔEG 相当分の出力を発生させるトルク指令がコントローラ7からインバータ8に与えられる。このため発電電動機4によってエンジン2にかかる負荷は、バッテリー残量偏差 ΔEG に応じたものとなる。エンジン2はガバナ3の動作により、図20で説明したのと同様に目標トルク線L1上でエンジン2の出力と負荷とが釣り合いマッチングする。すなわちエンジン出力L_Dは、アクチュエータ側要求出力（旋回用電動機負荷L_e+油機負荷L_R）と発電電動機4の負荷（バッテリー残量偏差 ΔEG ）とを加算した負荷に釣り合い目標トルク線L1上でマッチングすることになる。

【0269】

具体的な制御内容について図22を参照して説明する。

【0270】

・上限ラインUを超えた場合

図22で既に説明したように、エンジン実回転数N_{nr}が上限回転数N_{nm}よりも低くなった場合には、噴射量 α （N_{nd}-N_{nr}）が上限ラインUで規定される最大噴射量 α （N_{nd}-N_{nm}）を超えたと判断し、上限回転数N_{nm}と実回転数N_{nr}との差N_{nm}-N_{nr}に応じたトルク α （N_{nm}-N_{nr}）が発電電動機4で発生するようにインバータ8に対して正のトルク指令を与える。すなわちバッテリー残量偏差 ΔEG の値いかににかかわらず、不足したトルク分 α （N_{nm}-N_{nr}）を発生させる正のトルク指令がコントローラ7からインバータ8に与えられる。このため発電電動機4が電動作用しエンジン出力がアシストされる。

【0271】

ただし演算残量偏差 ΔEG が負の場合には目標残量E_pに対して現残量Eが大き

くバッテリー 10 の蓄電量に余裕がある場合なので、不足したトルク分 α ($N_{nm} - N_{nr}$) に、残量偏差 ΔEG 分を加算した出力を発生させる正のトルク指令をインバータ 8 に与え発電電動機 4 のアシスト量を増やしてもよい。

【0272】

・ 上限ライン U を超えない場合

エンジン実回転数 N_{nr} が上限回転数 N_{nm} 以上の場合には、噴射量 α ($N_{nd} - N_{nr}$) が上限ライン U で規定される最大噴射量 α ($N_{nd} - N_{nm}$) 以下と判断し、演算残量偏差 ΔEG 相当分の正負の出力を発生させるトルク指令がインバータ 8 に対して与えられる。このため演算残量偏差 ΔEG が正である場合には、演算残量偏差 ΔEG 相当分のトルクを吸収させる負のトルク指令がインバータ 8 に与えられて、発電電動機 4 で演算残量偏差 ΔEG 相当分のトルクが吸収され発電電動機 4 が発電作用する。

【0273】

また演算残量偏差 ΔEG が負である場合には、演算残量偏差 ΔEG 相当分のトルクを発生させる正のトルク指令がインバータ 8 に与えられて、発電電動機 4 が電動作用し、発電電動機 4 で演算残量偏差 ΔEG 相当分のトルクが発生する。

【0274】

・ 第 15 の制御

つぎにバッテリー 10 の残量が下限を下回った場合に緊急措置をとることができる実施例について説明する。

【0275】

本実施例におけるエンジン 2 は、第 11 の制御で説明したのと同様に、図 4 に示すように従来のエンジンの定格点 V2 よりもエンジン出力が低い定格点 V1 で稼動する小型のエンジン 2 が使用される。

【0276】

同図 4 に示すように本実施例のエンジン 2 の定格点 V1 は従来のエンジンの定格点 V2 よりも等燃費曲線 M 上で燃費が小さい（良好な）領域に存在する。

【0277】

本実施例の制御は、図 3 のステップ 111、112、113、114、101

、102、103、104、106を用いて説明される。

【0278】

すなわち第11の制御と同様にして、バッテリー10の目標残量 E_p と現残量 E との残量偏差 ΔEG が演算される（ステップ111、112、113）。つぎに残量偏差 ΔEG が残量偏差しきい値 ΔE_0 よりも大きいか否かが判断される。つまりバッテリー10の現残量 E が下限値 E_0 を下回っているか否かが判断される（ステップ114）。この結果、バッテリー残量 E が下限値 E_0 以上であると判断された場合には（ステップ114の判断NO）、ステップ102に移行され、以下第11の制御と同様の制御が実行される。このとき図4に示すように、エンジン2は、第11の制御で説明したように、定格点を V_1 としエンジン出力の上限値を第1の上限値 L_M として、エンジン2が制御される（ステップ103、104、106）。これにより通常、エンジン2は、従来のエンジン（定格点 V_2 ）よりもエンジン出力が小さいものの燃費が良好な定格点 V_1 で稼動する。

【0279】

しかしエンジン出力が不足しがちの定格点 V_1 でエンジン2が常時稼動していると、バッテリー10への電力蓄積が不足しがちとなりバッテリー残量 E が下限値 E_0 を下回り、バッテリー10から発電電動機4に電力が供給されなくなるおそれがある。

【0280】

そこで、バッテリー残量 E が下限値 E_0 を下回っていると判断された場合には（ステップ114の判断YES）、エンジン2の出力の上限値が第1の上限値 L_M よりも大きい第2の上限値 L'_M となるように、目標トルク線 L_1 が修正され、エンジン出力線 G も書き換えられる。すなわち図4に示すように定格回転数 NR を、より高い定格回転数 $N'R$ に上昇させ、定格点 V_1 を、より高いエンジン出力 L'_M が得られる定格点 V'_1 に移行させ（図4参照、ステップ115）、定格点 V'_1 と燃費最小点 M_1 とデセル点 N_1 とを結ぶ線分が新たな目標トルク線として設定され、この目標トルク線に応じたエンジン出力線が新たに求められる（ステップ103、104）。

【0281】

これにより燃費の点では悪化するものの高いエンジン出力 $L'M$ が得られる定格点 $V'1$ でエンジン 2 が稼動する（ステップ 106）。この結果、上昇した分のエンジン出力が発電電動機 4 に吸収され、発電電動機 4 で発電された電力が、インバータ 8 を介してバッテリー 10 に蓄積される。

【0282】

このように第 15 の制御によれば、通常はエンジン 2 を燃費が良好な定格点 $V1$ で稼動させつつも、バッテリー 10 の残量が下限を下回った場合には、定格点 $V1$ を定格点 $V'1$ に移行させて燃費は悪化するもののエンジン出力を高くする緊急措置をとることで、バッテリー 10 で電力が蓄積できるようにし、バッテリー 10 から発電電動機 4 に供給する電力が不足するという事態を回避することができる。

【0283】

またこの第 15 の制御は、前述した第 12 の制御、第 13 の制御と適宜組み合わせ実施することができる。

【0284】

また上述したエンジン 2 の出力の上限値を短期的に上昇させる制御は、手動操作で行うようにしてもよい。すなわちオペレータは作業中にエンジン出力の不足を感じると、操作レバー 41a のノブに設けられたスイッチ 42 をオン操作する。コントローラ 7 に、スイッチ 42 がオンされたことを示すオン信号 ON が入力されると、コントローラ 7 では上述したのと同様に目標トルク線、エンジン出力線を修正する処理が行われ（図 3 のステップ 115、103、104）、エンジン 2 の出力上限値が LM から $L'M$ に移行され、より高いエンジン出力が得られる定格点 $V'1$ でエンジン 2 が稼動する（ステップ 106）。

【0285】

なおバッテリー残量 E が下限値 $E0$ を下回っていると判断された場合には（ステップ 114 の判断 YES）、その旨をオペレータ等に知らしめるべく、コントローラ 7 からモニタパネル 50 に表示指令が出力され、モニタパネル 50 の表示画面 50a に、「バッテリー 10 の残量が不足している」旨の警告表示がなされる。

【0286】

・ 第 16 の制御

上述した第 1 5 の制御では、バッテリー残量 E が下限値 E_0 を下回っている場合にエンジン 2 の出力の上限値を短期的に上昇させる緊急措置をとるようにしているが、エンジン 2 の出力の上限値を上げることで対処するのではなく、建設機械 1 のアクチュエータの出力を制限することで対処してもよい。

【 0 2 8 7 】

たとえばバッテリー残量 E が下限値 E_0 を下回っていると判断された場合に、油圧ポンプ 6 の斜板 6 a の最大傾転角を制限しポンプ吸収馬力を制限することが考えられる。また図 2 4 に示すように油圧ポンプ 6 の $P-Q$ カーブ $LN1$ を、より低い吸収馬力となる $P-Q$ カーブ $LN2$ に設定してポンプ吸収馬力を制限することが考えられる。またバッテリー残量 E が下限値 E_0 を下回っていると判断された場合に、旋回用電動機 1 1 の出力上限値を低い値に制限することが考えられる。

【 0 2 8 8 】

これにより油機負荷 LR 、旋回負荷 Le が減少し、その減少分だけエンジン 2 の出力に発電電動機 4 を発電させる余裕が発生し、発電電動機 4 で吸収したエンジン出力をバッテリー 1 0 に電力として蓄積することができる。

【 0 2 8 9 】

・ 第 1 7 の制御

図 1 1 は建設機械 1 のエンジン 2 の出力 Lc 、油機負荷（ポンプ吸収馬力） LR 、バッテリー（キャパシタ） 1 0 の出力 CD の状態を示すグラフであり横軸に時間を取り縦軸に出力（ kW ）をとっている。図 1 1 は図 3 に示す制御内容を実施した場合を示している。

【 0 2 9 0 】

図 1 1 において、エンジン出力 Lc の特性を $K1$ で示し油機負荷 LR の特性を $K2$ で示しバッテリー出力 CD の特性を $K3$ で示している。

【 0 2 9 1 】

図 1 1 に示す $B2$ ではブーム用操作レバー 4 1 a を最大操作量まで操作して重負荷の掘削作業が行われており、油機負荷 $K2$ がエンジン出力 $K1$ を上回っている。このときバッテリー 1 0 で放電が行われ発電電動機 4 が電動作用しており油機負荷 $K2$ に対して不足しているエンジン出力を発電電動機 4 の出力でアシストして

いる。

【0 2 9 2】

図 1 1 に示す B3 ではブーム用操作レバー 4 1 a が戻されて比較的軽負荷の作業が行われており、エンジン出力 K1 が油機負荷 K2 を上回っている。このとき発電電動機 4 が発電作用しており、残量偏差 ΔEG 相当分の電力がバッテリー 1 0 に充電される。エンジン出力 K1 が油機負荷 K2 を大きく上回ると、B5 に示すようにバッテリー 1 0 への充電量が大きくなる。

図 1 1 に示す B4 では旋回用操作レバーが操作され旋回作業が行われており、エンジン出力 K1 が油機負荷 K2 を上回っている。このとき発電電動機 4 が発電作用しており、発電電動機 4 から電力が旋回用発電電動機 1 1 に供給され旋回用発電電動機 1 1 が電動作用している。

【0 2 9 3】

図 1 1 の B1 に示すように、掘削作業が開始されると操作レバー 4 1 a が中立位置から操作され油機負荷 K2 が上昇するが、エンジン出力 K1 は油機負荷 K2 に遅れて立ち上がる。これは図 3 に示すように、油機負荷 LR を演算し（ステップ 1 0 1）、この油機負荷 LR に対応するエンジン出力 LD を求め（ステップ 1 0 2）、このエンジン出力 LD に対応する目標回転数 ND を求め（ステップ 1 0 4）、この目標回転数 ND が得られるようガバナ 3 が動作することで（ステップ 1 0 5、1 0 6）、エンジン 2 の出力が実際に、演算したエンジン出力 LD まで上昇するが、この間に時間遅れがあり、エンジン 2 の出力が実際に上昇したときには、既に実際の油機負荷は、演算した油機負荷 LR 以上に上昇しているからである。

【0 2 9 4】

こうした操作レバー投入時における油機負荷 K2 とエンジン出力 K1 との差は、上記（1 1）式（発電電動機出力 $EM = \text{油機負荷 } LR - \text{実際のエンジン出力 } Lc$ ）に示されるように発電電動機 4 の出力 EM によって補填されている。つまりバッテリー 1 0 で放電が行われて発電電動機 4 が電動作用し発電電動機出力 EM が発生し、この発電電動機出力 EM によって、図 1 1 に B1 で示す実際の油機負荷 K2 と実際のエンジン出力 K1 との差分がアシストされる。

【0 2 9 5】

このため操作レバー投入時の油機負荷 K2 とエンジン出力 K1 との差分に相当する最大出力が得られるよう発電電動機 4 を設計する必要がある。

【0 2 9 6】

したがって操作レバー投入時における油機負荷 K2 とエンジン出力 K1 との差を小さくすることができれば、発電電動機 4 の最大出力を小さくでき、その分発電電動機 4 を小型化することができる。

【0 2 9 7】

以下、発電電動機 4 を小型化することができる実施例について説明する。

【0 2 9 8】

図 1 2 は操作レバー 4 1 a の操作特性 C を示しており横軸にレバー操作量 S をとり、縦軸に作業機（ブーム）の速度をとっている。なおブーム以外のアーム、バケットについても同様である。

【0 2 9 9】

操作レバー 4 1 a が中立位置から操作されると、油圧ポンプ 6 の斜板 6 a は最小傾転角から上昇し（容量 D が上昇し）、ポンプ吸収馬力が上昇する。オペレータは油機負荷の上昇分を予測し負荷上昇分に応じた速度で操作レバー 4 1 a を操作する。このため操作レバー 4 1 a を操作する速度から油機負荷 LR の増分を予測することができる。

【0 3 0 0】

コントローラ 7 は、操作センサ 4 1 b から操作レバー 4 1 a の操作量 S を示す信号を取り込み、図 1 2 に示すように、中立位置から、しきい値 S c まで到達する時間 τ を計測し、単位時間当たりのレバー操作量 $\Delta S / \tau$ を演算する。

【0 3 0 1】

つぎに単位時間当たりのレバー操作量 $\Delta S / \tau$ から、回転指令値 N0 に上乘せすべき回転数増分 ΔN （負荷増分予測値）が演算される。

【0 3 0 2】

図 3 のステップ 1 0 1 で油機負荷 LR が演算され、この油機負荷 LR から目標回転数 ND が得られたならば（ステップ 1 0 4）、この目標回転数 ND に、回転数増分（負荷増分予測値） ΔN を加算した回転指令値 $ND + \Delta N$ （ $N0 + \Delta N$ ）が生成

され（ステップ 1 0 5）、この回転指令値 $ND + \Delta N$ ($N0 + \Delta N$) がガバナ 3 に出力される。

【0 3 0 3】

この結果操作レバー投入に伴いエンジン出力が迅速に上昇することになり、操作レバー投入時における油機負荷 $K2$ とエンジン出力 $K1$ との差が小さくなる。このため発電電動機 4 で出し得る最大出力 EM を小さくでき、その分発電電動機 4 を小型化することができる。

【0 3 0 4】

なお実施例の制御は、操作レバー投入時など負荷が急上昇する場合に行うことが望ましい。このため回転数増分（負荷増分予測値） ΔN にしきい値が設定され、回転数増分（負荷増分予測値） ΔN がしきい値（たとえばエンジン出力で 2 0 k w/秒相当の増加）を超えた場合に本実施例の制御が行われる。

【0 3 0 5】

また単位時間当たりのレバー操作量 $\Delta S / \tau$ の代わりにレバー操作量 ΔS から、回転指令値に上乘せすべき回転数増分 ΔN （負荷増分予測値）を演算してもよい。

【0 3 0 6】

さて図 1 5 はオートデセルの制御内容を説明する図であり、横軸に操作レバーの状態の時間変化（秒）をとり縦軸にエンジン回転数 N をとっている。オートデセルの制御は、エンジン回転数 N がデセル回転数 $N1$ (1 4 0 0 r p m) 以上になっているときに実行される。また図 1 5 は燃料ダイヤル 1 7 で定格回転数 NR に設定されている場合を基準としている。

【0 3 0 7】

すなわち同図 1 5 に示すように、全ての操作レバーが中立位置に戻されると、エンジン回転数 N は、 $\Delta t 1$ 秒で燃料ダイヤル 1 7 で設定されている定格回転数 NR よりも約 1 0 0 r p m 低い第 1 デセル回転数まで低下する。さらに $\Delta t 2$ 秒経過するとエンジン回転数 N は第 1 デセル回転数よりも低い第 2 デセル回転数 $N1$ （以下単にデセル回転数という；1 4 0 0 r p m）まで $\Delta t 3$ 秒で低下し、いずれかの操作レバーが操作されるまでそのデセル回転数 $N1$ を維持する。

【0 3 0 8】

エンジン回転数 N がデセル回転数 $N1$ に維持されている状態で、いずれかの操作レバーが中立位置から操作されると、エンジン回転数 N は $\Delta t0$ （たとえば1秒）で燃料ダイヤル17で設定されている定格回転数 NR まで上昇する。

【0 3 0 9】

デセル回転数 $N1$ の1400rpmという回転数は、ローアイドル回転数 NL の1000rpmとハイアイドル回転数 NH の2200rpmとの中間の中速の回転数として設定される。この理由は操作レバーが中立位置から操作されたときのエンジン2の応答性を確保するためである。建設機械を設計する際には、操作レバーが中立から操作され油機負荷が投入された際に無負荷状態から定格回転数 NR に達するに所定時間 $\Delta t0$ （たとえば1秒）以内であるということが、品質保証上要求される。デセル回転数 $N1$ を低く設定すると上記要求に応えられないことから、デセル回転数 $N1$ をローアイドル回転数 NL よりも高い中速の回転数に設定して、操作レバー操作開始時におけるエンジン2の高い応答性を確保している。

【0 3 1 0】

しかし燃費低減の点からみると、デセル回転数 $N1$ を中速回転数（1400rpm）に設定することは、必ずしも適切であるとは言い難い。

【0 3 1 1】

図16は建設機械で積込み掘削作業を所定のサイクルタイム行ったときの燃費を計測したデータを例示している。図16の横軸は時間（sec）を示し縦軸は単位時間当たりの燃料消費量（kg/h）を示している。

【0 3 1 2】

同図16に示すように掘削積込作業機の消費燃料は、横軸の時間と縦軸の燃料消費率を積算した面積 $FL1$ で表され、デセル時つまり全操作レバーが中立位置に戻されデセル回転数 $N1$ に維持されている時の消費燃料は同様にして積算した面積 $FL2$ で表される。作業時の全消費燃料は $FL1$ と $FL2$ とを合計したものである。、全消費燃料 $FL1+FL2$ に占めるデセル時の消費燃料 $FL2$ の割合 $FL2/(FL1+FL2)$ は、油圧ポンプの連れ回りトルクもあることから、5～10%に達する。以上は燃費について述べたが騒音に関しても同様である。

【 0 3 1 3 】

以下、操作レバーが中立位置に戻されたときの燃費、騒音を従来よりも低減させつつ、操作レバーが中立位置から操作されたときにエンジンを短時間（たとえば 1 秒）で目標回転数（定格回転数 NR）に上昇させることができる実施例について説明する。

【 0 3 1 4 】**・ 第 1 8 の制御**

まずオペレータは図 2 に示すモニタパネル 5 0 上で「燃費優先モード」、「応答性優先モード」のいずれかを、選択スイッチ 5 1、5 2 のいずれかを選択操作することによって選択する。選択スイッチ 5 1 はデセル回転数 $N' 1$ をローアイドル回転数 N_L よりも低い回転数（たとえば 7 0 0 r p m）に設定する選択スイッチであり、選択スイッチ 5 2 はデセル回転数 $N' 1$ を上記選択スイッチ 5 1 で選択される回転数よりも高めの回転数に設定する選択スイッチである。

【 0 3 1 5 】

選択スイッチ 5 1、5 2 のいずれかが選択操作されると、選択された内容を示す信号がコントローラ 7 に入力される。

【 0 3 1 6 】

一方、コントローラ 7 には、ブーム用操作レバー 4 1 a の操作センサ 4 1 b を含む各操作センサから操作信号が取り込まれる。

【 0 3 1 7 】

コントローラ 7 では操作信号に基づき、全ての操作レバーが中立位置に戻されたか否かが判断される。この結果、全ての操作レバーが中立位置に戻されたと判断された場合には、図 1 5 と同様にして、エンジン回転数 N が、選択スイッチ 5 1、5 2 によって選択されたデセル回転数 $N' 1$ （たとえば 7 0 0 r p m）まで低下させるようガバナ 3 に回転指令値を出力し、いずれかの操作レバーが操作されるまでそのデセル回転数 $N' 1$ を維持する。このため操作レバー中立時における燃費が従来よりも向上する。

【 0 3 1 8 】

エンジン回転数 N がデセル回転数 $N' 1$ に維持されている状態で、いずれかの

操作レバーが中立位置から操作されたと判断された場合には、コントローラ 7 はガバナ 3 に対して、エンジン回転数 N を現在の負荷に応じたエンジン回転数 N_D まで（燃料ダイヤル 17 で設定されている定格回転数 N_R まで）上昇させるよう回転指令値を出力するとともに、インバータ 8 に対して正（+）極性のトルク指令値 T_D を出力し発電電動機 4 を電動機として作動させる。

【0 3 1 9】

このため無負荷のデセル点 $N' 1$ から高負荷の定格点 $V1$ にマッチング点が移動する際に発電電動機 4 の出力がエンジン 2 の出力に加算される。発電電動機 4 の出力によってエンジン出力がアシストされるため、従来と同様に短時間（たとえば約 1 秒）で応答性よく定格点 $V1$ まで移動する。

【0 3 2 0】

図 1 3 を用いて本実施例の効果について説明する。

【0 3 2 1】

図 1 3 は従来のエンジンの最大トルク線 $R2$ 、エンジン 2 の最大トルク線 $R1$ に発電電動機 4 の最大トルク線を加算した本実施例の最大トルク線 $R3$ （1 時間定格）、 $R' 3$ （1 分間定格）を比較して示している。

【0 3 2 2】

操作レバー操作時にエンジンを加速させる時間は、図 1 3（b）に示すように最大トルク線から油機負荷 γ を減算したハッチングで示す面積で規定される。最大トルク線から油機負荷 γ を減算した面積が大きいほど、エンジンを加速させるトルクの余裕が大きいということであり、より短時間で目標回転数 N_R まで到達させることができる。

【0 3 2 3】

従来最大トルク線 $R2$ から油機負荷 γ を減算した面積は $\epsilon 1$ であるのに対して、本実施例の最大トルク線 $R' 3$ （1 分間定格）から油機負荷 γ を減算した面積は $\epsilon 1$ に $\epsilon 3$ を加算した面積であり、エンジン 2 を加速させるトルク余裕が従来のエンジンよりも大きい。同様に本実施例の最大トルク線 $R3$ （1 時間定格）から油機負荷 γ を減算した面積は $\epsilon 1$ に $\epsilon 2$ を加算した面積であり、エンジン 2 を加速させるトルク余裕が従来のエンジンよりも大きい。

【0 3 2 4】

しかも発電電動機 4 はエンジン 2 と比較して低回転で大きなトルクを発生するのでエンジン回転の立ち上がり時に大きなトルク余裕が生じている。

【0 3 2 5】

このためデセル回転数 $N' 1$ を、従来のデセル回転数 $N 1$ (1 4 0 0 r p m) よりも低くし更にアイドル回転数 $N L$ よりも低い極低速の回転数 $N 1'$ (たとえば 7 0 0 r p m) に設定したとしても、本実施例の場合には操作レバー 4 1 a が中立位置から操作されると、加速トルク軌跡 α にて示すようにエンジン回転数 N は迅速に立ち上がり従来と同様に短時間 (たとえば 1 秒以下) で定格点 $V 1$ に到達する。

【0 3 2 6】

このように本実施例によれば、操作レバー中立時のデセル回転数を極低速の回転数 $N 1'$ (たとえば 7 0 0 r p m) に設定して、操作レバー操作時のエンジン 2 の加速を発電電動機 4 で発生するトルクによってアシストするようにしたので、操作レバーが中立位置に戻されたときの燃費、騒音を従来よりも低減させつつ、操作レバーが中立位置から操作されたときにエンジン 2 を短時間 (たとえば 1 秒) で目標回転数 (定格回転数 $N R$) に上昇させることができる。

【0 3 2 7】

ただし選択スイッチ 5 1 によって低めのデセル回転数 $N' 1$ が設定された場合には燃費は向上するもののエンジン 2 の応答性は相対的に悪化し、選択スイッチ 5 2 によって高めのデセル回転数 $N' 1$ が設定された場合にはエンジン 2 の応答性は向上するものの燃費は相対的に悪化する。

【0 3 2 8】

なお選択スイッチ 5 1、5 2 によってデセル回転数 $N' 1$ を 2 段階に変化させているが、ダイヤル等によって連続的にデセル回転数 $N' 1$ を変化させるようにしてもよい。

【0 3 2 9】

また気象状態やエンジン暖気状態等の条件によってデセル回転数 $N' 1$ を低く設定することが望ましくない場合があるので、条件に応じてデセル回転数 $N' 1$

を高めに変化させてもよい。

【0 3 3 0】

たとえばエンジン 2 の冷却水温が検出され冷却水温が規定値（たとえば 70°C ）以下ではデセル回転数 $N' 1$ が高めの回転数に設定される。またバッテリー 1 の残量が検出されバッテリー残量が規定値（たとえば $\text{SOC } 20\%$ ）以下ではデセル回転数 $N' 1$ が高めの回転数に設定される。また大気圧が検出され大気圧が規定値（たとえば 700 mmHg ）以下ではデセル回転数 $N' 1$ が高めの回転数に設定される。またエンジン 2 に吸入される空気の温度が検出され吸入空気温度が規定値（たとえば 45°C ）以上ではデセル回転数 $N' 1$ が高めの回転数に設定される。

【0 3 3 1】

・第 19 の制御

上述した第 18 の制御では、操作レバー中立時にエンジン 2 を回転させているが、エンジン 2 を停止させてもよい。

【0 3 3 2】

この場合、オペレータは図 2 に示すモニタパネル 50 上で選択スイッチ 53 を選択操作して「停止制御モード」を選択する。

【0 3 3 3】

選択スイッチ 53 が選択操作されると、停止制御を実行すべきことを示す信号がコントローラ 7 に入力される。ただし選択スイッチ 53 の選択操作は、1 回の停止制御のみ有効であることが望ましい。つまり 1 回の停止制御が実行された後は、再度選択スイッチ 54 を選択操作しなければ次回の停止制御を実行しないようにすることが望ましい。なお、ここで「停止制御」とは全ての操作レバーが中立位置に戻された場合にエンジン 2 を停止させいずれかの操作レバーが中立位置から操作された場合にエンジン 2 を始動させて負荷に応じた回転数まで上昇させる一連の制御内容のことである。

【0 3 3 4】

一方、コントローラ 7 には、ブーム用操作レバー 41a の操作センサ 41b を含む各操作センサから操作信号が取り込まれる。

【0335】

コントローラ 7 では操作信号に基づき、全ての操作レバーが中立位置に戻されたか否かが判断される。この結果、全ての操作レバーが中立位置に戻されたと判断された場合には、エンジン 2 を停止させるよう、つまり燃料供給を停止するようガバナ 3 に指令を出力し、いずれかの操作レバーが操作されるまでエンジン停止状態を維持する。このため操作レバー中立時における燃費が従来よりも大幅に向上する。

【0336】

エンジン 2 が停止している状態で、いずれかの操作レバーが中立位置から操作されたと判断された場合には、コントローラ 7 はガバナ 3 に対して、エンジン回転数 N を現在の負荷に応じたエンジン回転数 N_D まで（燃料ダイヤル 17 で設定されている定格回転数 N_R まで）上昇させるよう回転指令値を出力するとともに、インバータ 8 に対して正（+）極性のトルク指令値 T_D を出力し発電電動機 4 を電動機として作動させる。

【0337】

このため発電電動機 4 が回転することによってエンジン 2 が始動し、発電電動機 4 で発生した出力によってエンジン出力がアシストされて、定格点 V_1 まで従来と同様に短時間（たとえば約 1 秒）で応答性よく移動する。

【0338】

ここで、図 13（b）に示すように発電電動機 4 はエンジン 2 と比較して発電電動機 4 の起動時（エンジン 2 の始動時）から大きなトルクを発生するので、エンジン回転の立ち上がり時に大きなトルク余裕が生じている。

【0339】

したがってエンジン 2 を停止させたとしても、操作レバー 41a が中立位置から操作されると、エンジン回転数 N は迅速に立ち上がり従来と同様に短時間（たとえば 1 秒以下）で定格点 V_1 に到達することを担保することができる。

【0340】

このように本実施例によれば、操作レバー中立時にエンジン 2 を停止させ、操作レバー操作時に発電電動機 4 で回転させてエンジン 2 を始動させエンジン 2 の

加速を発電電動機 4 で発生するトルクによってアシストするようにしたので、操作レバーが中立位置に戻されたときの燃費、騒音を従来よりも低減させつつ、操作レバーが中立位置から操作されたときにエンジン 2 を短時間（たとえば 1 秒）で目標回転数（定格回転数 NR）に上昇させることができる。

【0 3 4 1】

また発電電動機 4 は、エンジン始動用のスタータの機能を兼用しているので、スタータを別に設ける必要がなくなり部品点数削減、コスト低減が図られる。また既存のスタータを、エンジン 2 の出力をアシストできるよう改変して発電電動機 4 を構成すれば、既存の装置に大きな改変を加えることなく本実施形態のシステムを構成することができる。

【0 3 4 2】

ところで停止制御が実行されるとエンジン 2 が自動的に停止しエンジン 2 が自動的に始動するため、オペレータおよび周囲の人間に注意を喚起する必要がある。

【0 3 4 3】

そこで停止制御の実行が開始されると、コントローラ 7 からブザー 1 9 に対して警報指令が出力され、ブザー 1 9 が鳴動する。これによりオペレータおよび建設機械 1 の周囲の人間に、「停止制御実行中；操作レバーが操作されたときに作業機が動くので危険である」旨の注意が喚起される。なおスピーカ等でメロディや音声を発生させてもよい。またコントローラ 7 からモニタパネル 5 0 に表示指令が出力されモニタパネル 5 0 の表示画面 5 0 a に、同様に「停止制御実行中」であることを示す表示がなされる。また建設機械 1 の外部に設けた表示器に同様の表示を行うようにしてもよい。表示は単にパイロットランプを点灯ないしは点滅させるだけでもよく、文字、符号、絵などを点灯ないしは点滅させるようにしてもよい。

【0 3 4 4】

また選択スイッチ 5 3 が選択操作されてから停止制御が終了するに至るまで、音または表示で警報を発生させてもよく、エンジン 2 が停止して待機しているときのみ、音または表示で警報を発生させてもよい。

【 0 3 4 5 】

また気象状態やエンジン暖気状態等の条件によってエンジン 2 を停止することが望ましくない場合があるので、条件に応じてエンジン 2 を停止させないようにしてもよい。

【 0 3 4 6 】

たとえばエンジン冷却水温が規定値（たとえば 70°C ）以下の場合、バッテリー残量が規定値（たとえば SOC 20%）以下の場合、大気圧が規定値（たとえば 700 mmHg ）以下の場合、エンジン吸入空気温度が規定値（たとえば 45°C ）以上の場合には、全ての操作レバーが中立位置に戻されたとしてもエンジン 2 は停止されず、その代わりに、上述した第 16 の制御が実行され、エンジン回転数がデセル回転数 $N' 1$ まで低下される。

【 0 3 4 7 】

・ 第 20 の制御

つぎの上述した第 19 の制御の変形例について説明する。

【 0 3 4 8 】

本実施形態の装置は図 2 に示すように LS 弁 14 を備えている。LS 弁 14 は、油圧ポンプ 6 の吐出圧 P と、油圧シリンダ 31 の負荷圧 PLS との差圧 ΔP が一定差圧 ΔPLS となるように動作する。

【 0 3 4 9 】

操作弁 21 のスプールの開口面積を A 、抵抗係数を c とすると、油圧ポンプ 6 の吐出流量 Q は、前述した (2) 式 ($Q = C \cdot A \cdot \sqrt{\Delta P}$) で表される。

【 0 3 5 0 】

差圧 ΔP は LS 弁 14 により一定になるのでポンプ流量 Q は操作弁 21 のスプールの開口面積 A によってのみ変化する。

【 0 3 5 1 】

作業機用操作レバー 41a を中立位置から操作すると操作量に応じて操作弁 21 のスプールの開口面積 A が増加し、開口面積 A の増加に応じてポンプ流量 Q が増加する。このときポンプ流量 Q は油機負荷の大きさには影響を受けず作業機用操作レバー 41a の操作量のみによって定まる。このように LS 弁 14 を設けた

ことにより、ポンプ流量 Q は負荷によって増減することなくオペレータの意思通りに（操作レバーの操作位置に応じて）変化しファインコントロール性つまり中間操作領域における操作性が向上する。

【0 3 5 2】

油圧ポンプ 6 の吐出流量 Q とエンジン 2 の回転数 N と油圧ポンプ 6 の容量 D の間には、前述した（1）式（ $Q = N \cdot D$ ）なる関係が成立する。

【0 3 5 3】

ここで油圧ポンプ 6 の斜板 6 a の傾転角に制限がなく最大傾転角で最大容量が得られるものと仮定する。

【0 3 5 4】

作業機用操作レバー 4 1 a が操作されると、上記（2）式よりスプール開口面積 A が増大し油圧ポンプ 6 から、増大した開口面積 A に応じた大流量 Q を吐出しようとする。ところが作業機用操作レバー 4 1 a の操作開始時点ではエンジン停止状態にあり、上記（1）式（ $Q = N \cdot D$ ）より、エンジン回転立ち上がり時で回転数がほぼ 0 の極低回転数 N にもかかわらず要求される大流量 Q を吐出させるべくポンプ容量 D は最大容量に維持される。

【0 3 5 5】

操作レバー操作時にはエンジン 2 の加速が発電電動機 4 で発生するトルクによってアシストされるものの、油圧ポンプ 6 を最大容量に維持して操作レバー 4 1 a の操作量に応じた大流量 Q の圧油を吐出しようとするため、エンジン 2 のトルクはエンジン 2 の加速に使われる分の余裕がなく油圧ポンプ 6 に吸収されて、エンジン回転立ち上がり時の加速性が悪化する。

【0 3 5 6】

そこで本第 2 0 の制御では、作業機用操作レバー 4 1 a が中立位置から操作された場合には、所定時間に達するまで、またはエンジン回転数が所定回転数に達するまでは、油圧ポンプ 6 の容量を最大容量よりも小さい値に制限する。具体的には油圧ポンプ 6 の斜板 6 a の傾転角を最大傾転角よりも小さな傾転角に制限する。

【0 3 5 7】

これにより油圧ポンプ 6 で要求される流量 Q が制限され、エンジン 2 のトルクに余裕が生じ、そのトルク余裕分がエンジン 2 の加速に使われエンジン回転立ち上がり時の加速性が向上する。

【0 3 5 8】

以上のように本第 2 0 の制御によれば、操作レバーのファインコントロール性を向上させつつ、エンジン停止状態から操作レバー投入時のエンジンの加速性を向上させることができる。

【0 3 5 9】

なお第 1 8 の制御、第 1 9 の制御、第 2 0 の制御は、前述した第 1、第 2、第 4、第 6 ～ 第 1 7 の制御と適宜組み合わせ実施することができる。すなわち図 4 等に表示されるデセル点 $N1$ が、より回転数の低いデセル点 $N' 1$ に変更されて、目標トルク線 $L1$ など、デセル点を通る目標トルク線が設定され、各種制御が実行される。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

図 1 は実施形態の構成を示す図である。

【図 2】

図 2 は図 1 に示すコントローラに入出力される信号を説明する図である。

【図 3】

図 3 は図 1 に示すコントローラで実行される制御内容を示す図である。

【図 4】

図 4 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 5】

図 5 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 6】

図 6 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 7】

図 7 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 8】

図 8 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 9】

図 9 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 1 0】

図 1 0 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 1 1】

図 1 1 は図 3 の制御内容を実行した結果を説明する図である。

【図 1 2】

図 1 2 は操作レバーの操作特性を示す図である。

【図 1 3】

図 1 3 (a) 、 (b) はトルク線図を示す図でエンジンが加速される様子を説明する図である。

【図 1 4】

図 1 4 は従来のエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 1 5】

図 5 はオートデセルを説明する図である。

【図 1 6】

図 1 6 は従来のオートデセル実行時の燃料消費率を説明する図である。

【図 1 7】

図 1 7 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 1 8】

図 1 8 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 1 9】

図 1 9 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 2 0】

図 2 0 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 2 1】

図 2 1 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 2 2】

図 2 2 はエンジンのトルク線図を示す図である。

【図 2 3】

図 2 3 はバッテリーの目標残量範囲を示す図である。

【図 2 4】

図 2 4 は油圧ポンプの P - Q カーブを示す図である。

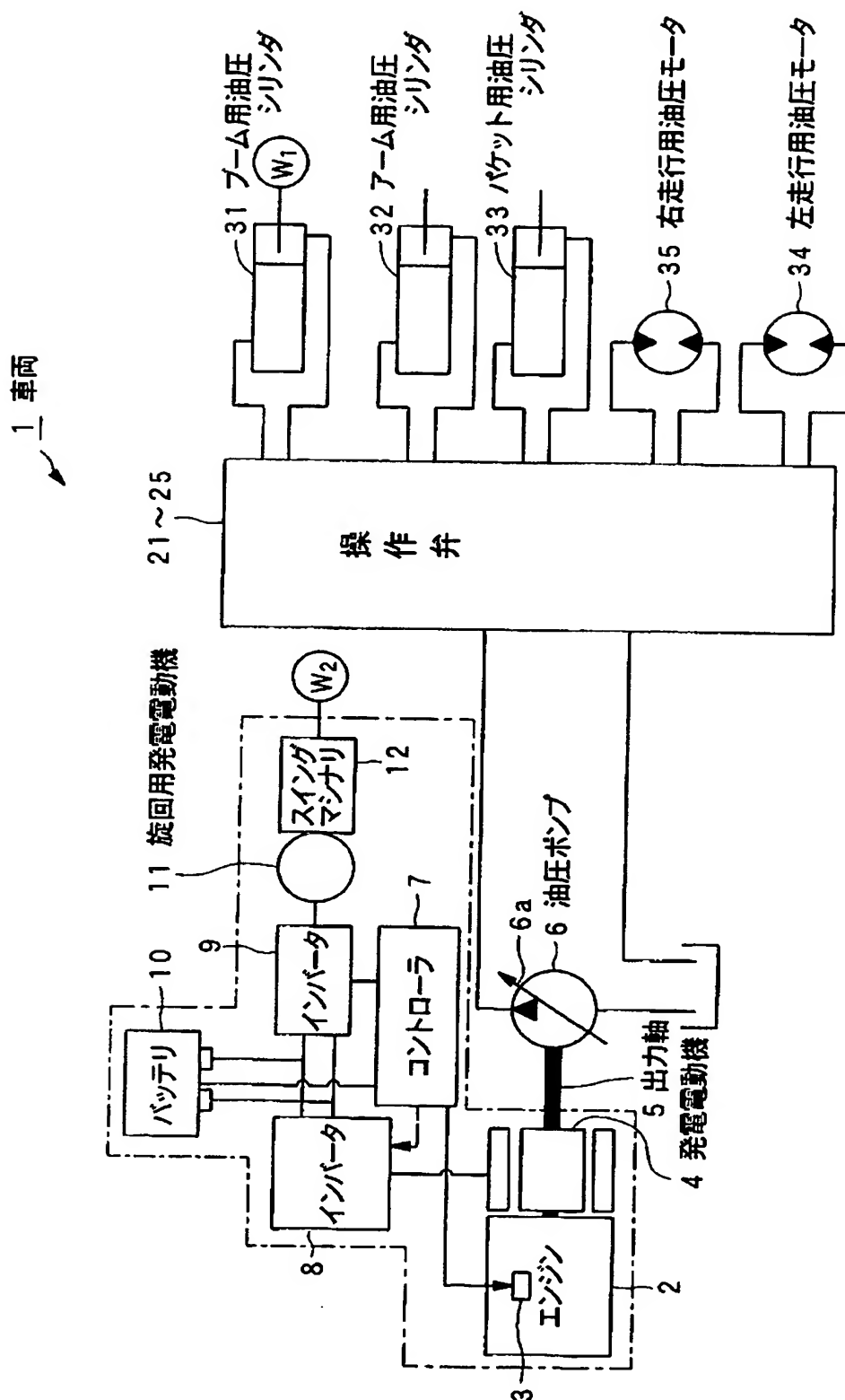
【符号の説明】

- 2 エンジン
- 4 発電電動機
- 5 出力軸
- 6 油圧ポンプ
- 7 コントローラ
- 1 0 バッテリー
- 1 1 旋回用発電電動機
- 1 4 L S 弁
- 1 9 ブザー
- 4 1 a 操作レバー
- 5 0 a 表示画面
- 5 1、5 2、5 3 選択スイッチ

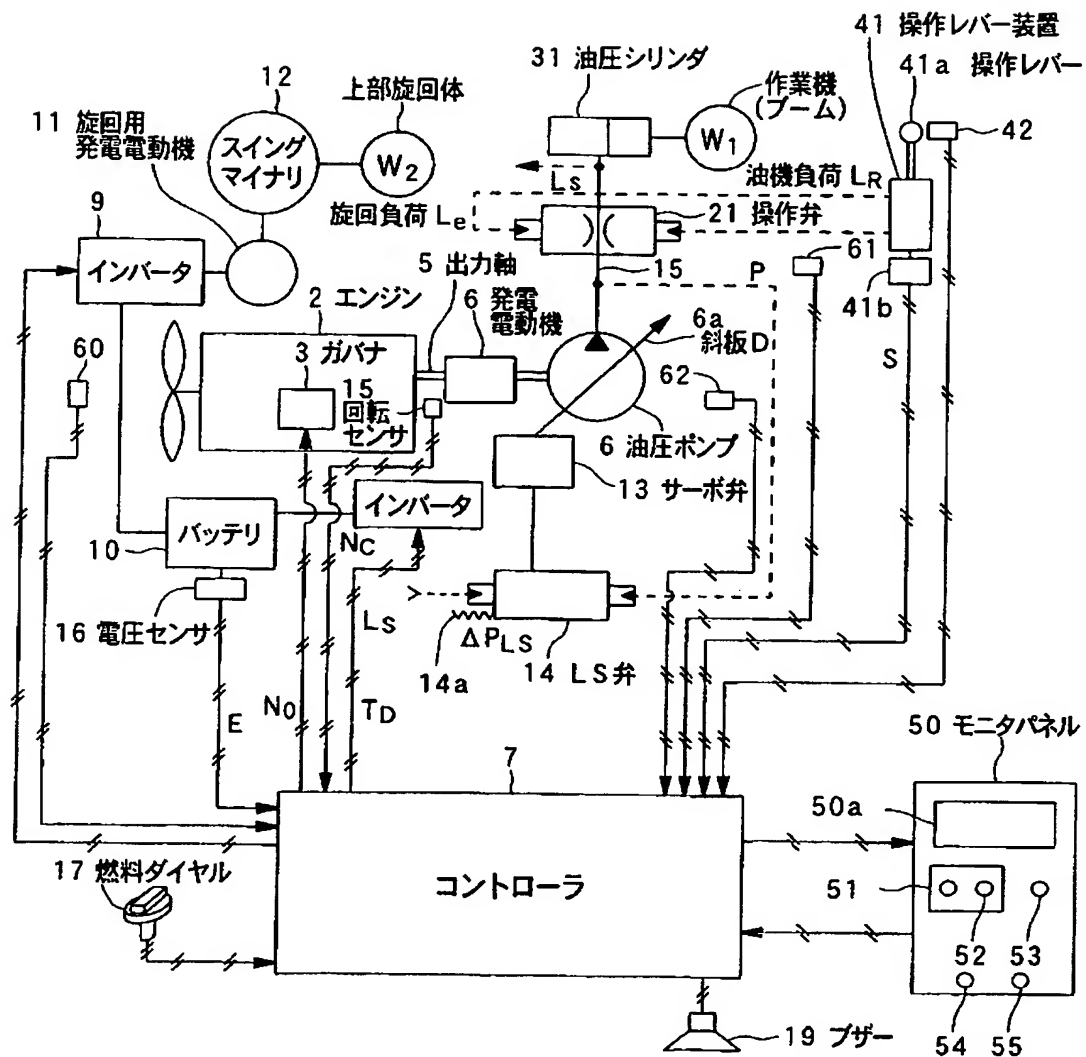
【書類名】

図面

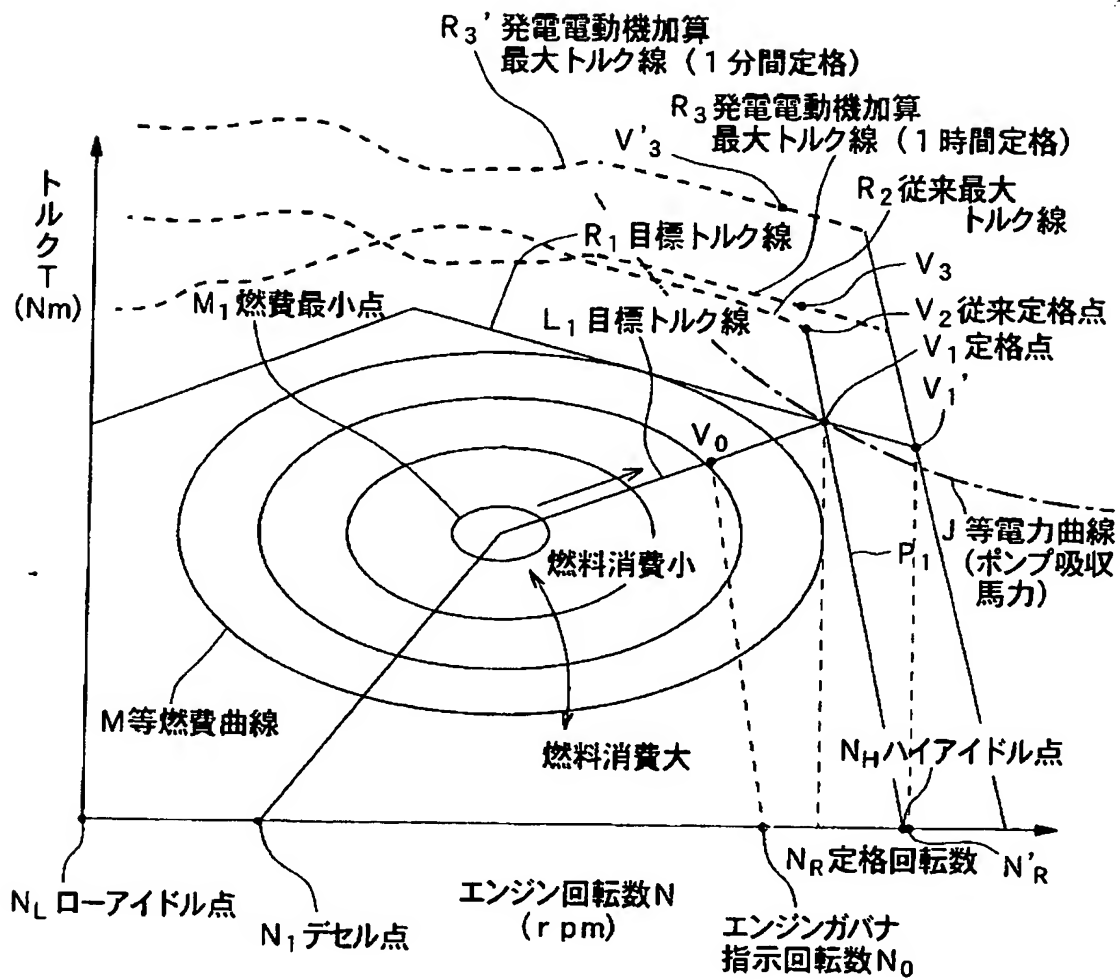
【図 1】



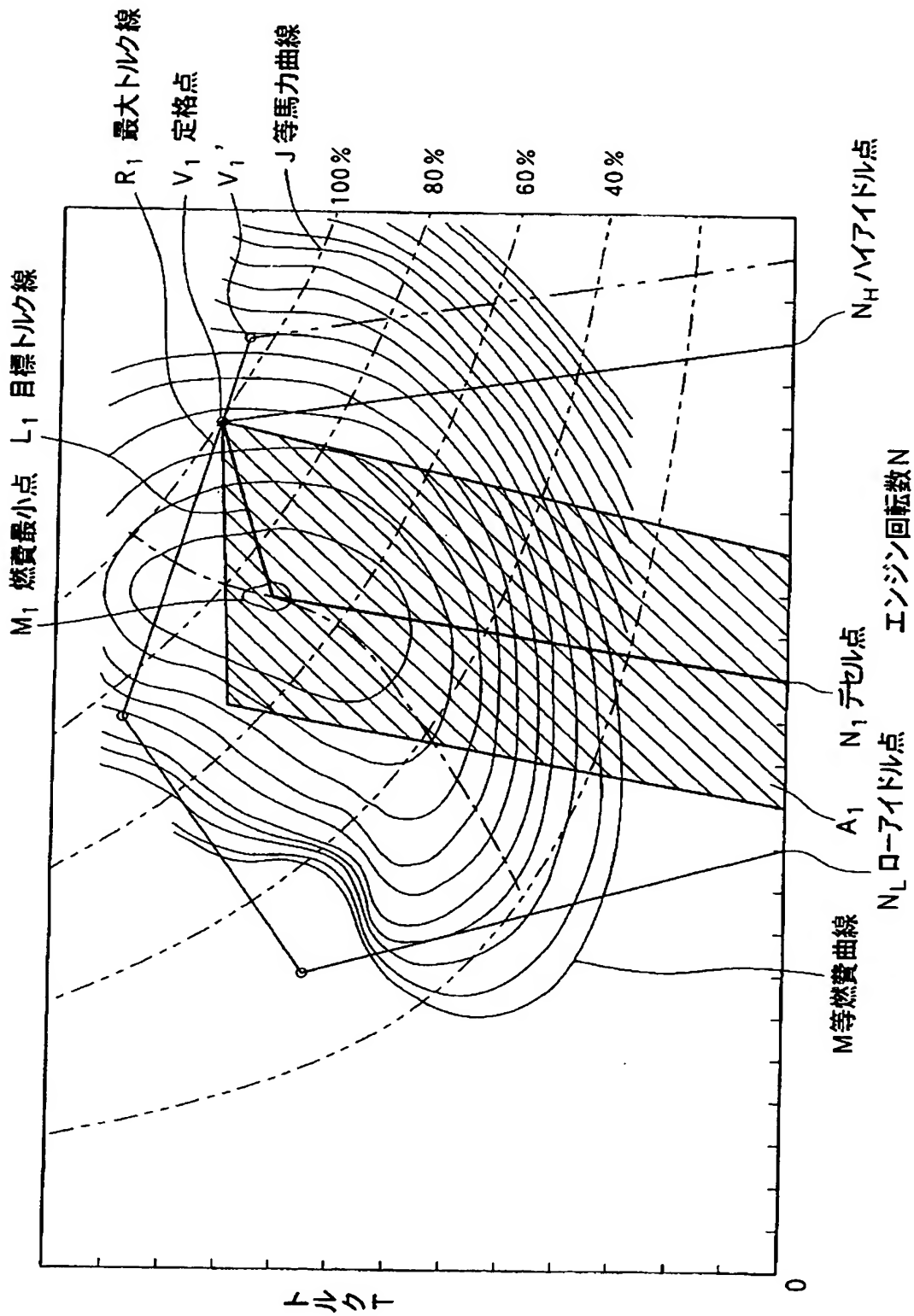
【図 2】



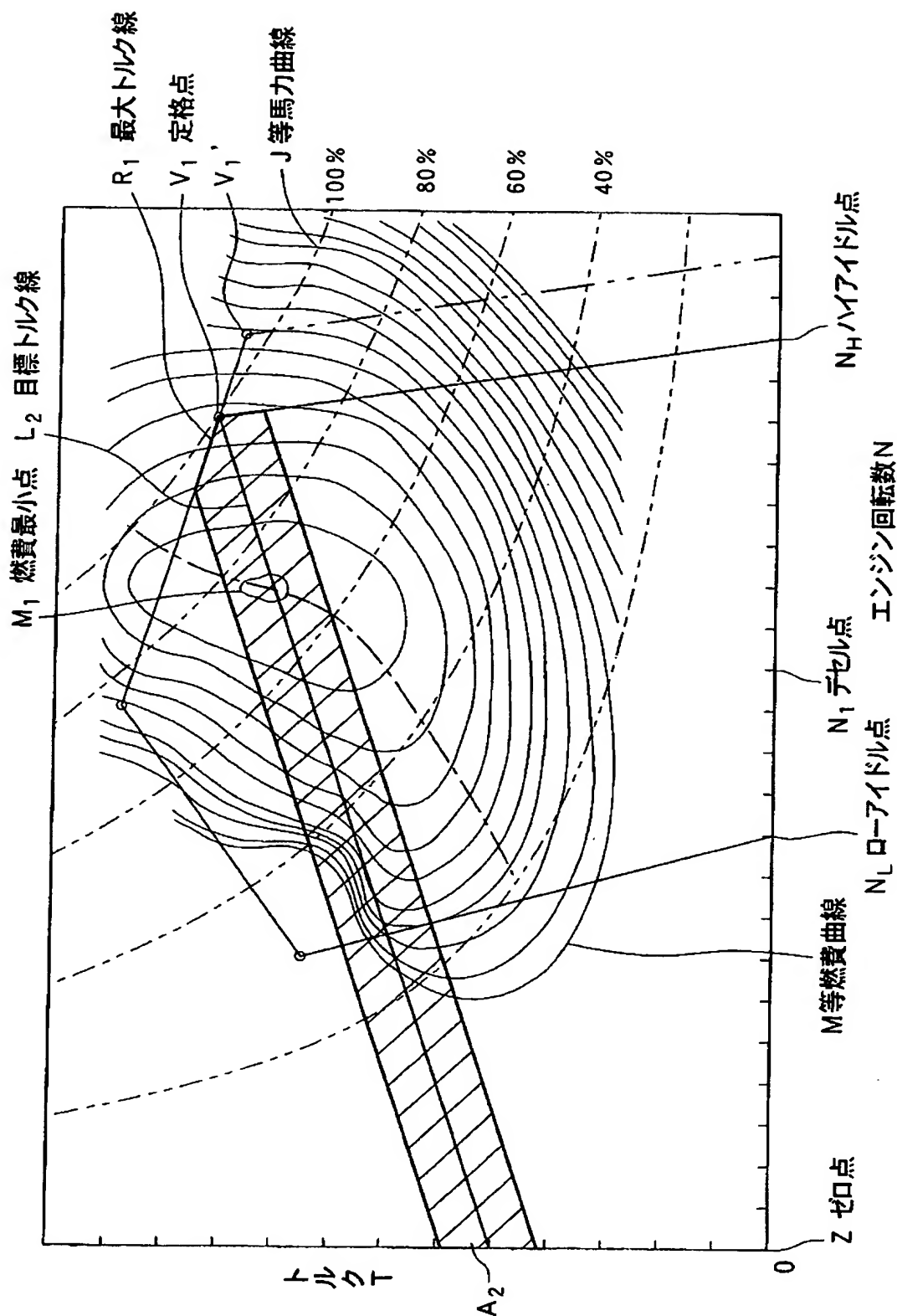
【図 4】



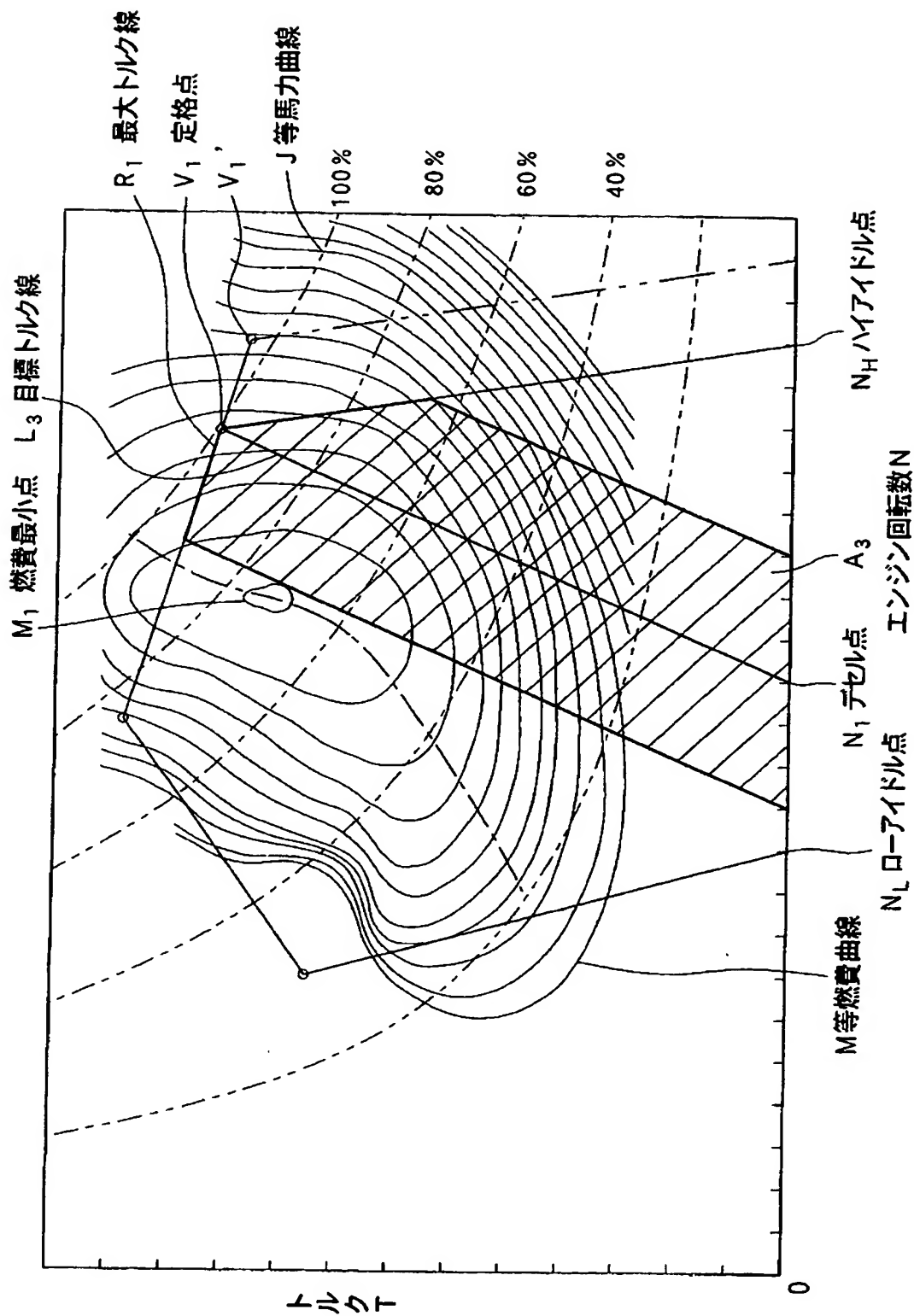
【図 5】



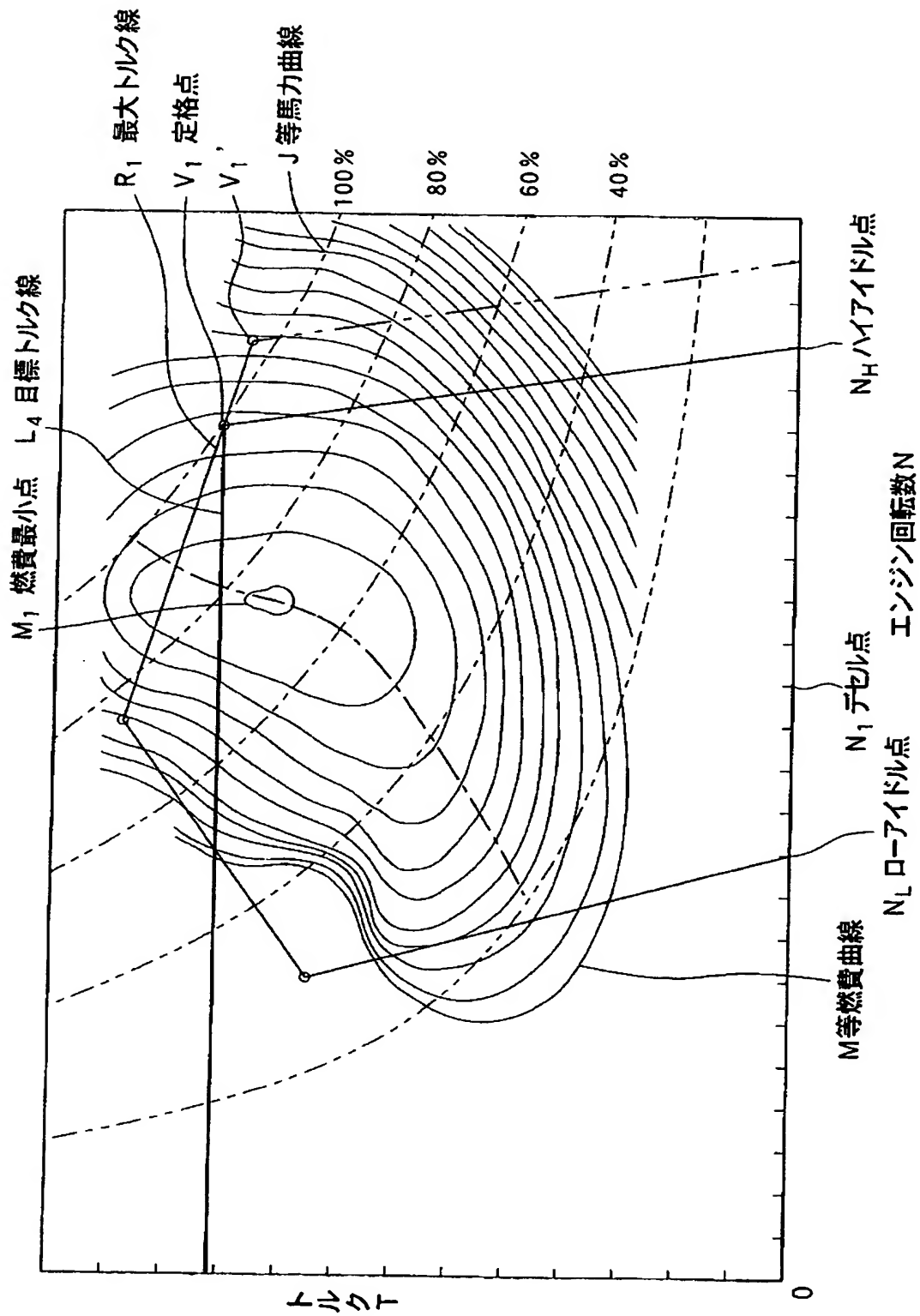
【図 6】



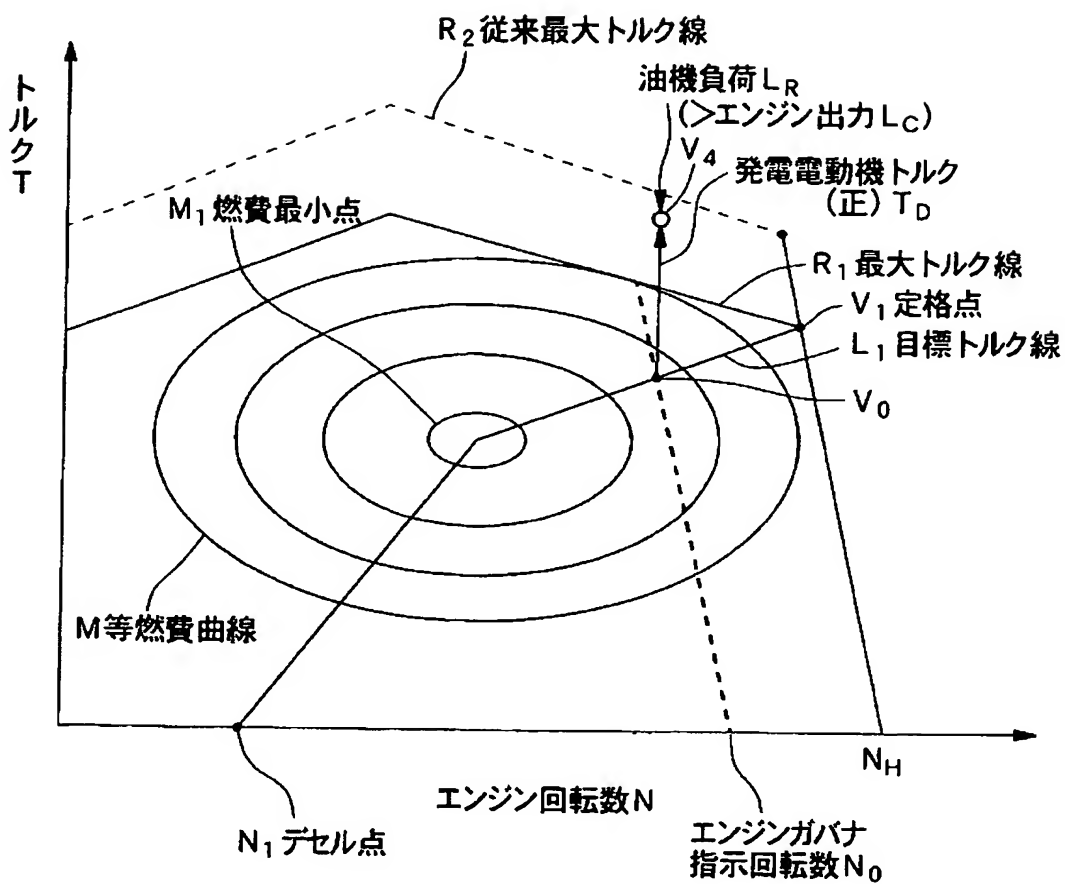
【図 7】



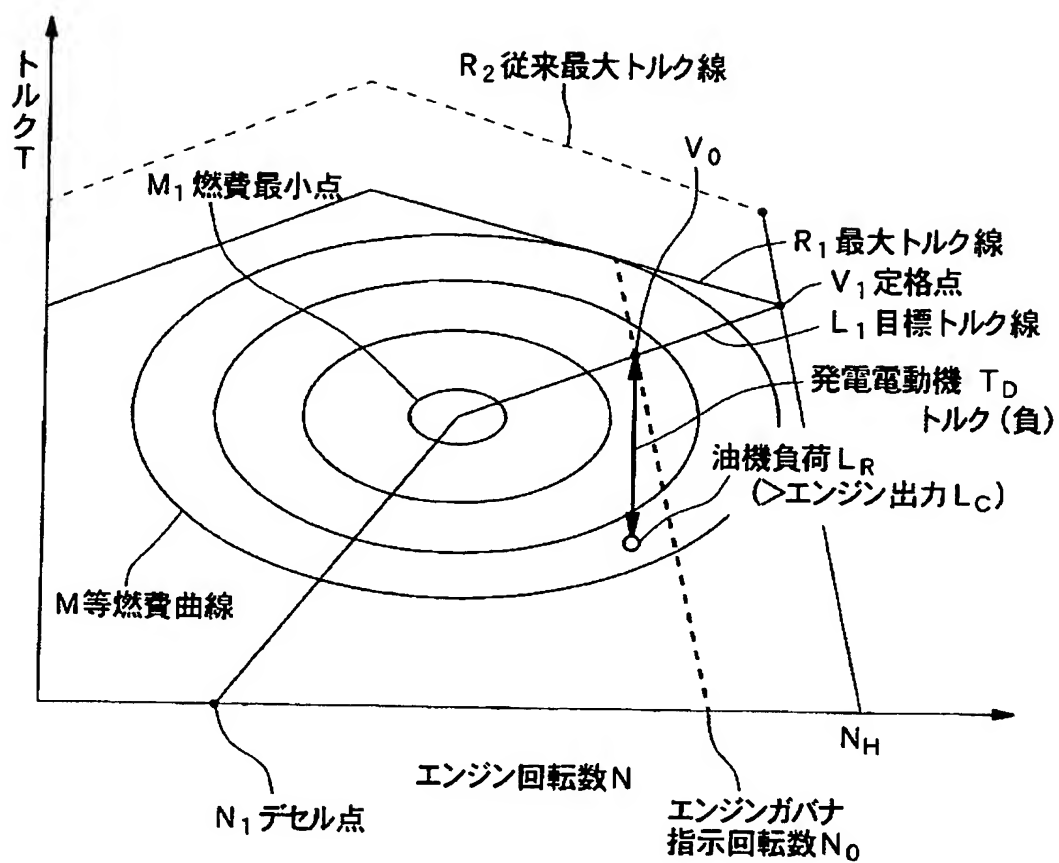
【図 8】



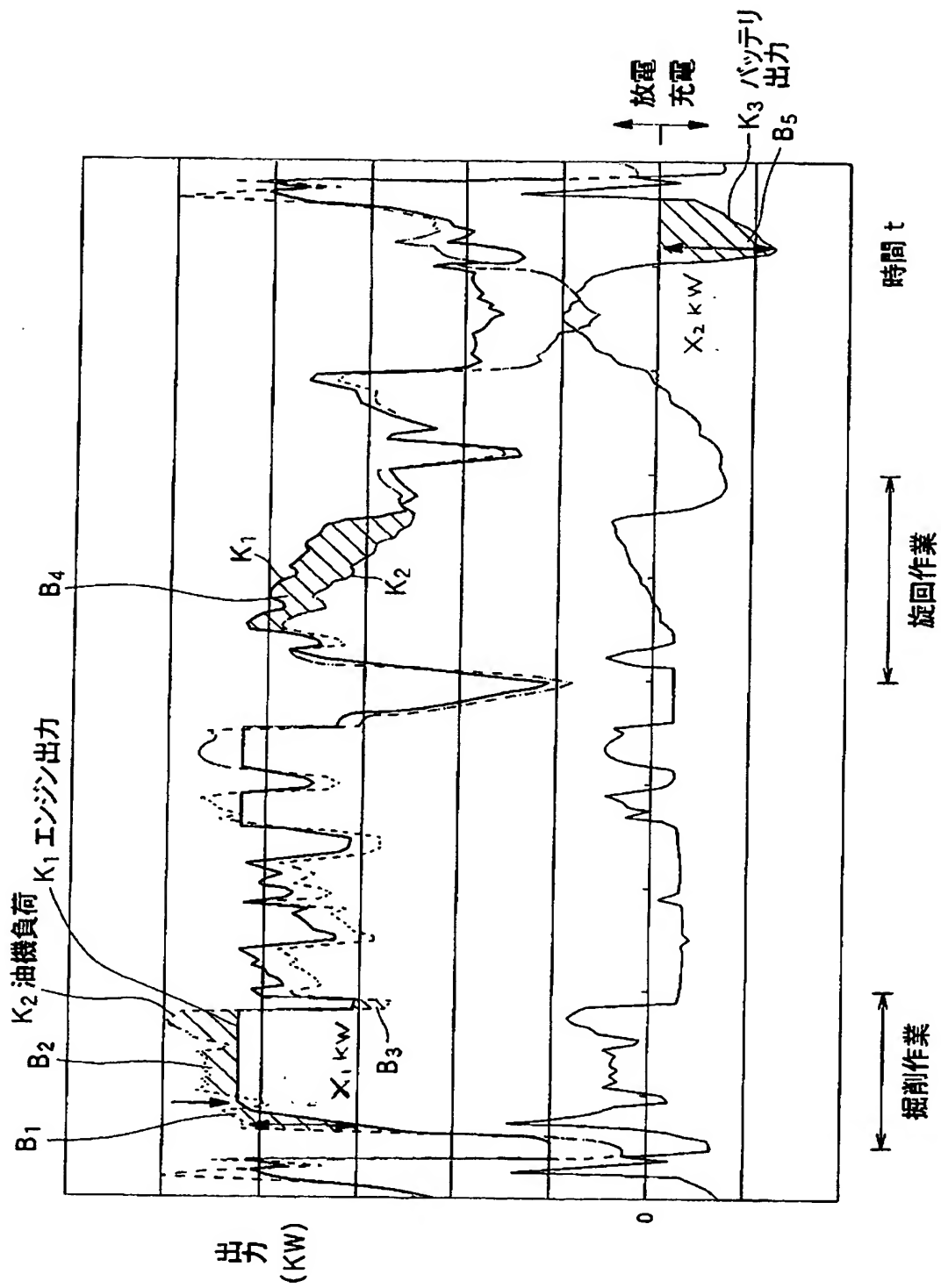
【図 9】



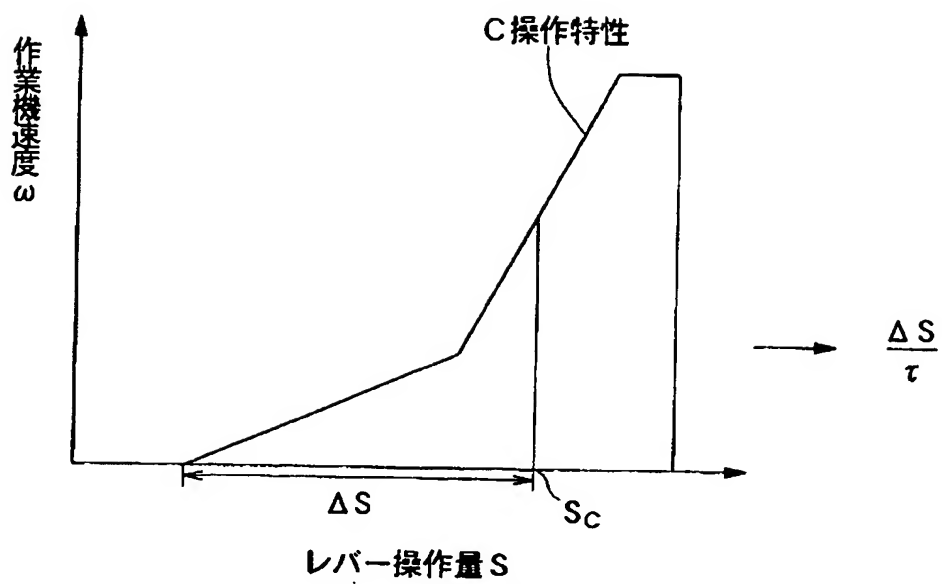
【図 10】



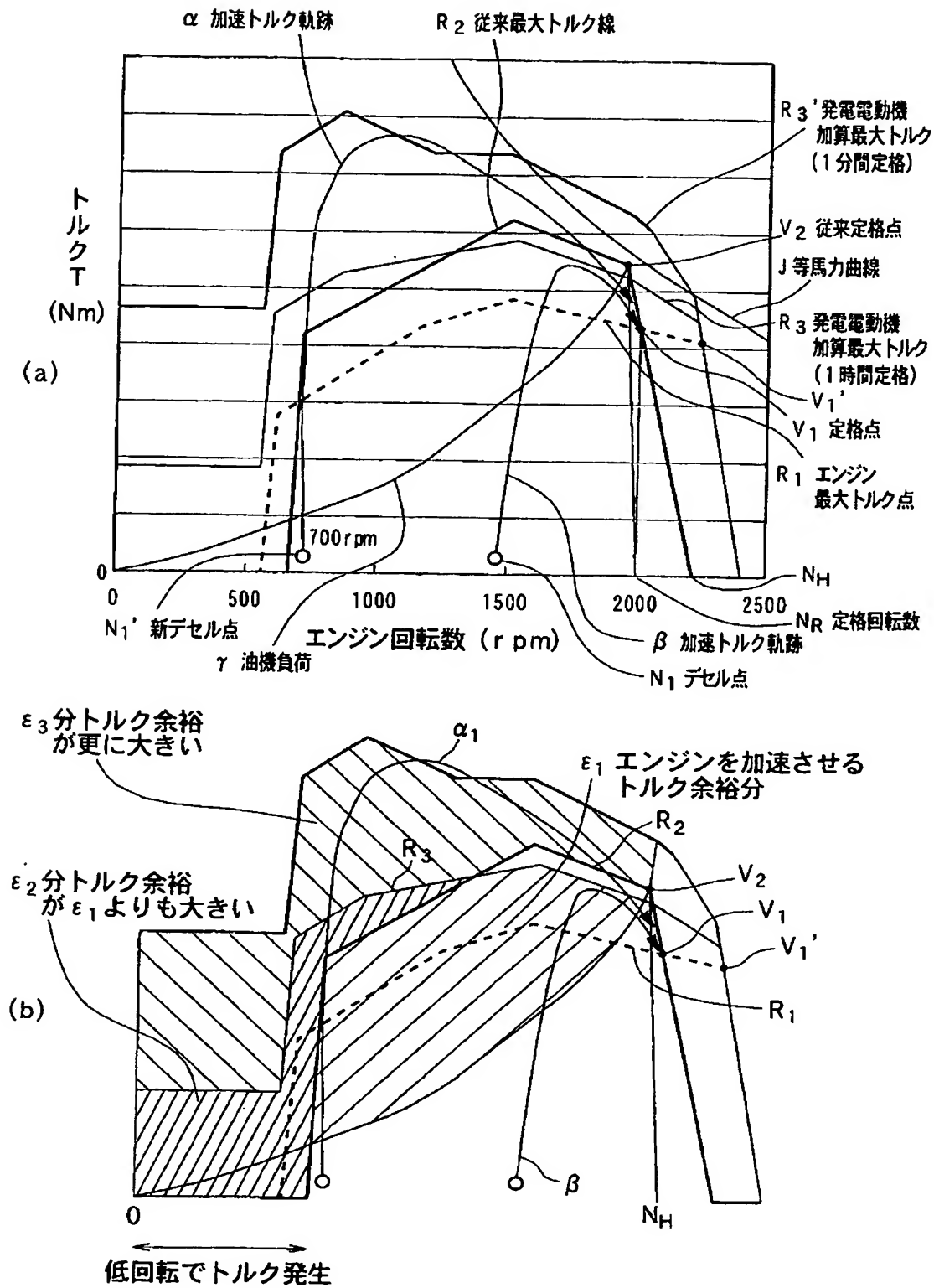
【図 11】



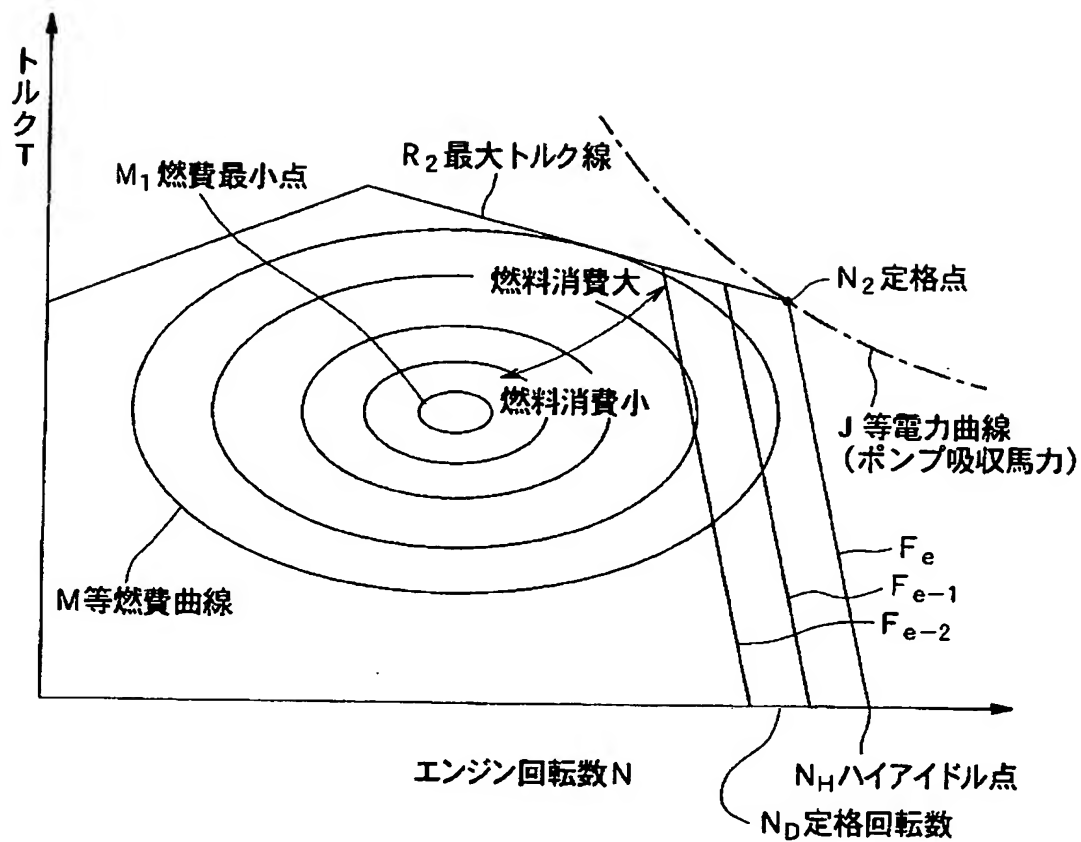
【図 1 2】



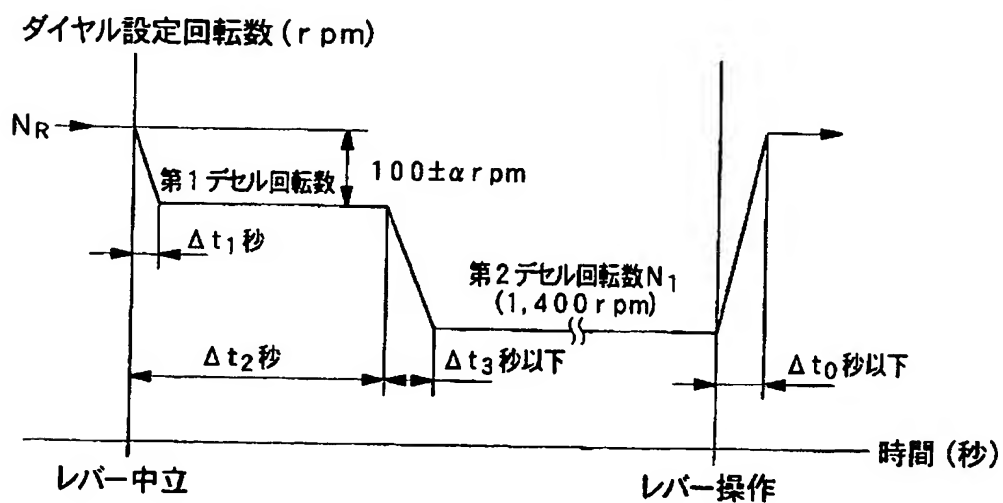
【図 13】



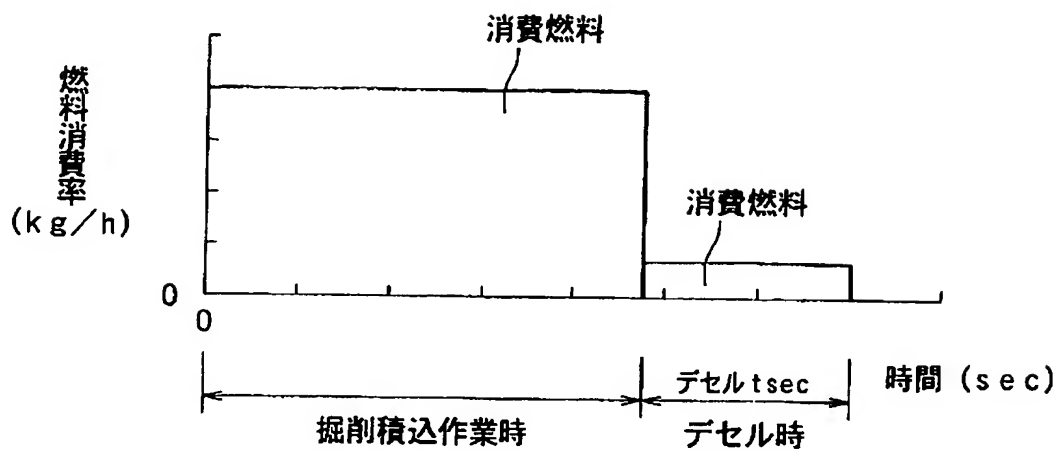
【図 14】



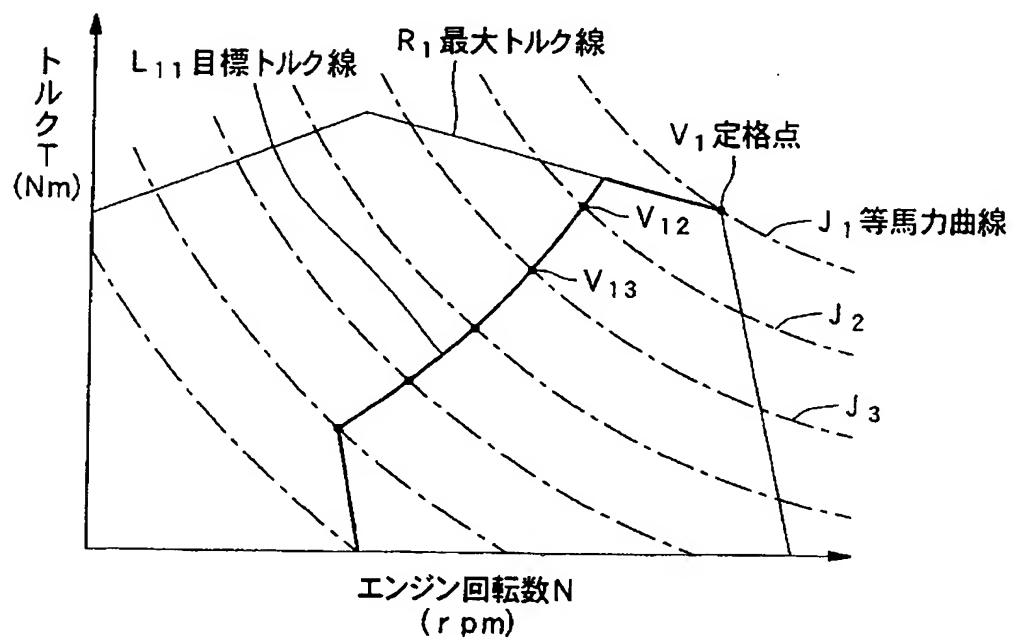
【図 15】



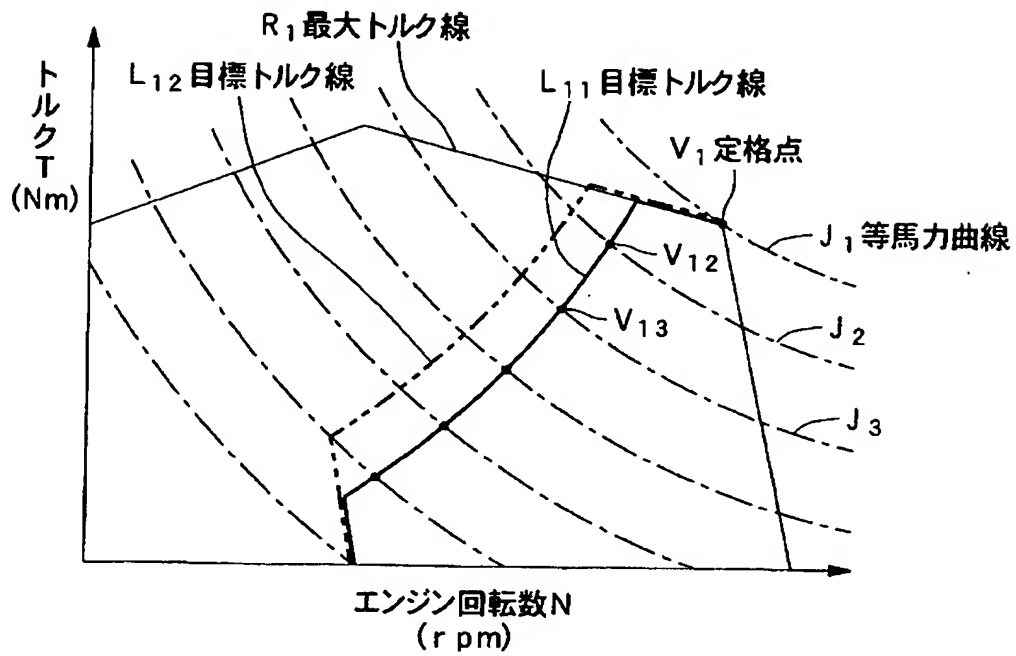
【図 16】



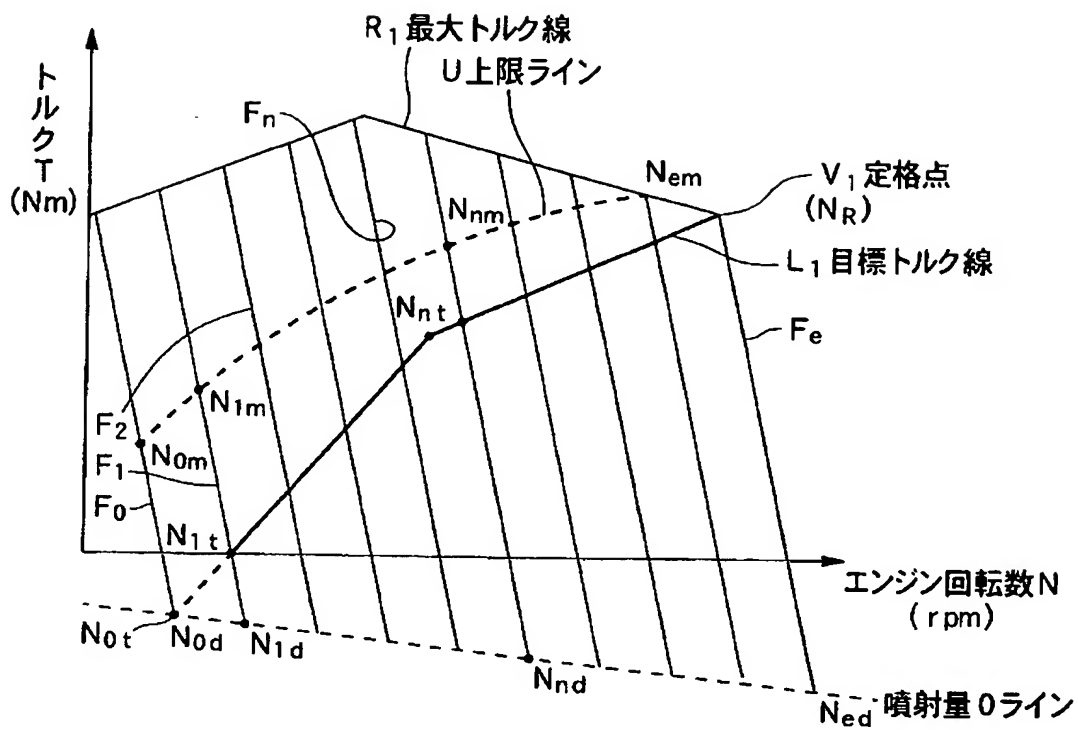
【図 17】



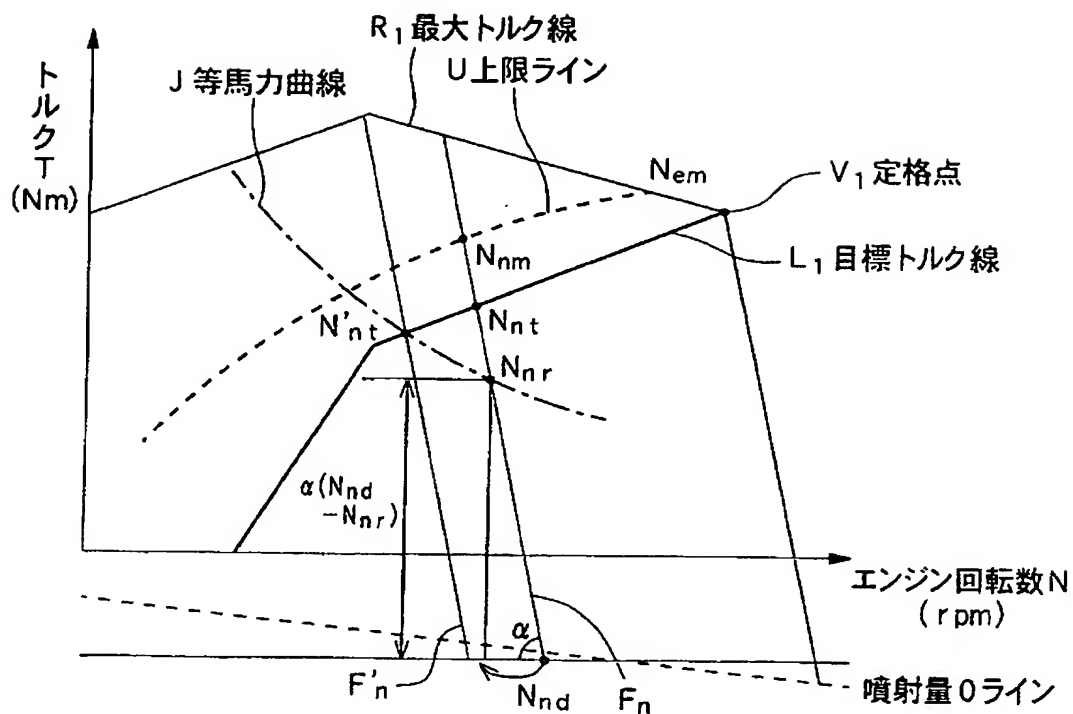
【図 18】



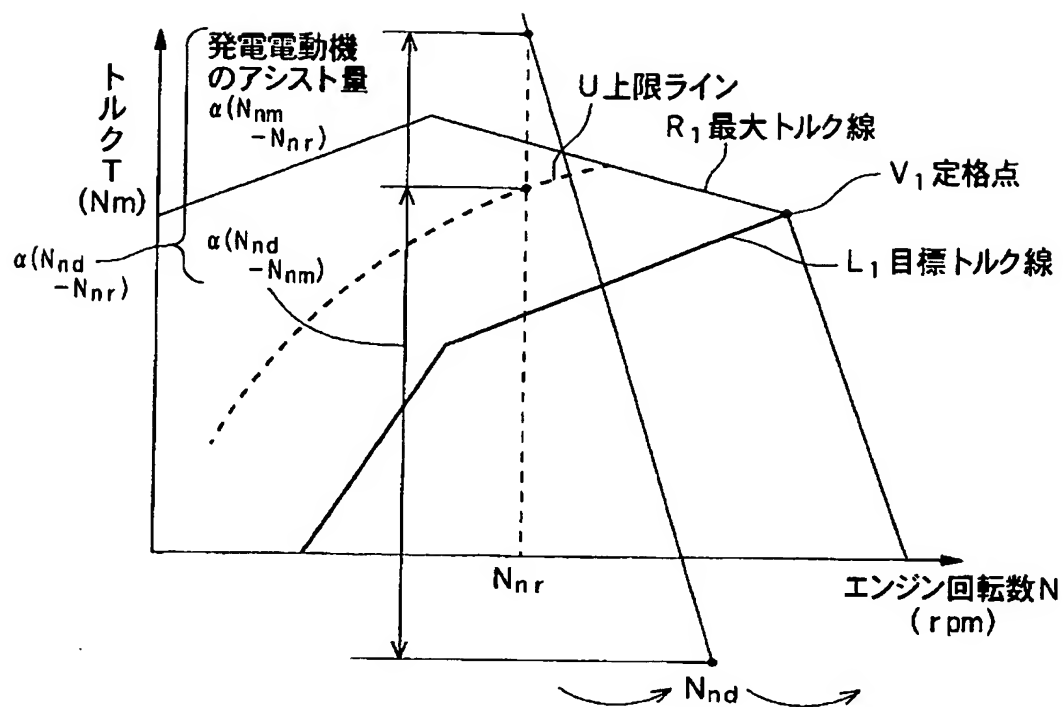
【図 19】



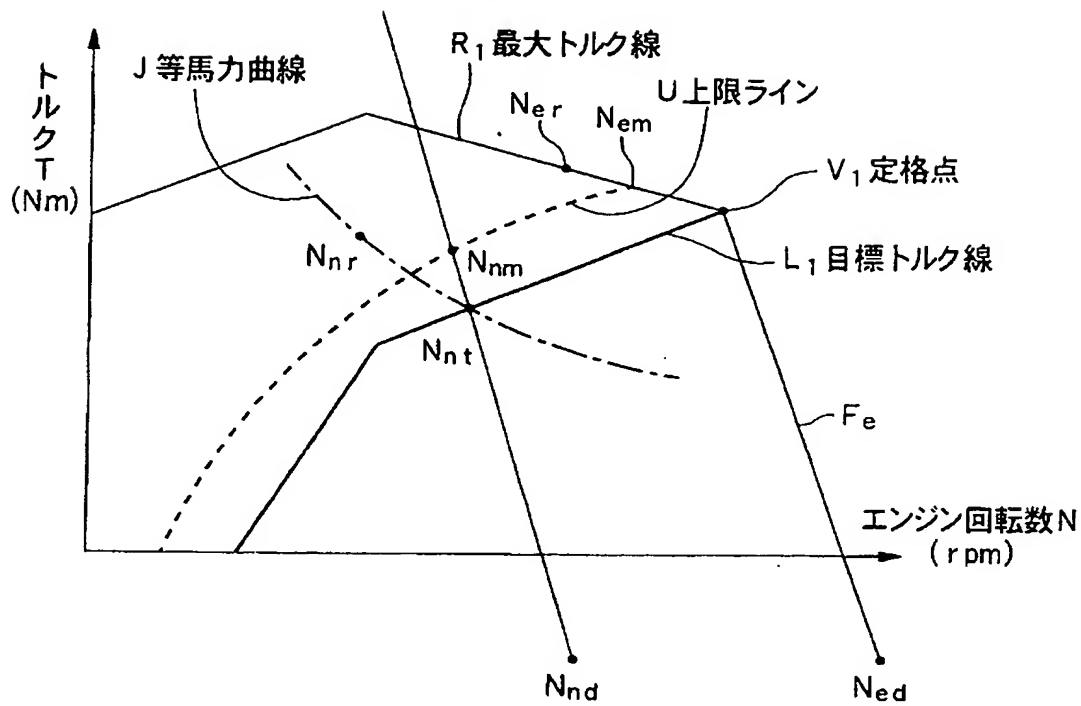
【図 20】



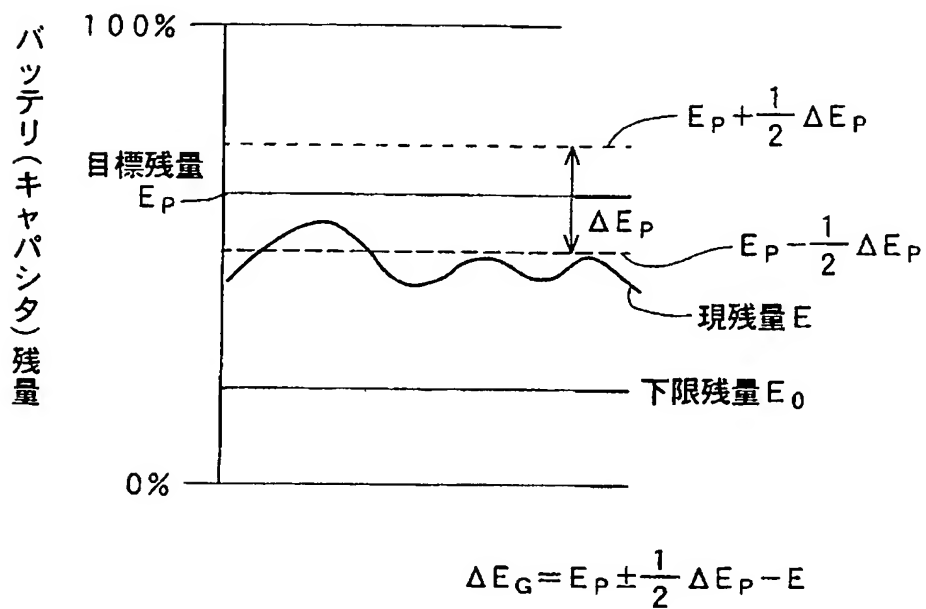
【図 21】



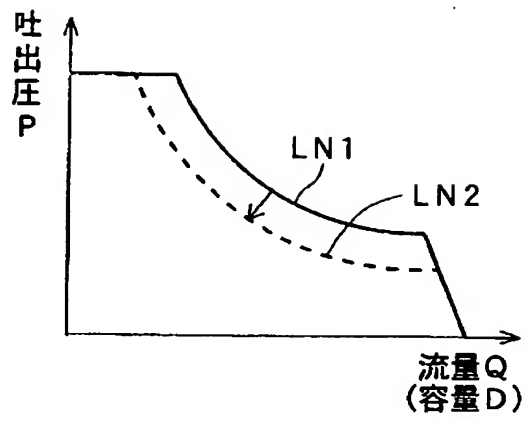
【図 2 2】



【図 2 3】



【図 2 4】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】

エンジンを燃費が小さい（良い）領域で稼働させることによりエンジン効率を高める。またエンジンの高い応答性を維持できるようにする。

【解決手段】

トルク線図の目標トルク線 L1 上の点でマッチングする。目標トルク線 L1 上を、エンジン出力軸 5 にかかる負荷が大きくなる方向にマッチング点が移動する場合に、電動機 4 が作動する。

【選択図】 図 4

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 2 - 3 1 4 4 9 9
受付番号	5 0 2 0 1 6 3 2 7 4 3
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 4 年 1 1 月 6 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成14年10月29日
【特許出願人】	
【識別番号】	000001236
【住所又は居所】	東京都港区赤坂二丁目3番6号
【氏名又は名称】	株式会社小松製作所
【代理人】	申請人
【識別番号】	100071054
【住所又は居所】	東京都中央区湊1丁目8番11号 千代ビル6階 木村内外国特許事務所
【氏名又は名称】	木村 高久
【代理人】	
【識別番号】	100106068
【住所又は居所】	東京都中央区湊1丁目8番11号 千代ビル6階 木村内外国特許事務所
【氏名又は名称】	小幡 義之

次頁無

特願 2 0 0 2 - 3 1 4 4 9 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 1 2 3 6]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 9 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区赤坂二丁目 3 番 6 号

氏 名

株式会社小松製作所